

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO ESCOAMENTO DO AR EM MOTORES DE INDUÇÃO
TOTALMENTE FECHADOS

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE PROFISSIONAL EM ENGENHARIA MECÂNICA

CASSIANO ANTUNES CEZÁRIO

Florianópolis, outubro de 2007.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO ESCOAMENTO DO AR EM MOTORES DE INDUÇÃO
TOTALMENTE FECHADOS

CASSIANO ANTUNES CEZÁRIO

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE PROFISSIONAL EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

Sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Fernando Cabral, Ph.D.
Coordenador do Programa

Prof. André Ogliari, Dr. Eng.
Coordenador Acadêmico

Prof. Amir Antonio Martins de Oliveira Jr., Ph.D. - Orientador

BANCA EXAMINADORA

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng. (Presidente)

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. Eng.

Prof. Álvaro Toubes Prata, Ph.D.

*The most exciting phrase to hear in science,
the one that heralds new discoveries,
is not 'Eureka!' (I found it!)
but 'That's funny...'*

Isaac Asimov

**Este trabalho é dedicado a
Maria Gorete Cezário, minha mãe,
por nunca hesitar sobre a educação dos filhos.**

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, por de diferentes formas, terem contribuído com a minha educação.

A Alessandra Beirith, pelo companheirismo, apoio e compreensão ao longo da execução deste trabalho.

Aos preciosos conselhos de Célia M. Siguimoto e Emerson Hammerschmitt, que de forma direta e indireta, respectivamente, resultaram na realização deste trabalho.

Ao amigo Tiago V. Gehring que, mesmo a distância, contribuiu de forma significativa para a realização deste trabalho.

A Hilton P. Silva, pelo constante incentivo e os exemplos diário de simplicidade, humildade e conhecimento.

Ao amigo e colega de mestrado Marcelo Verardi, pelo seu exemplo de determinação, dedicação e comprometimento.

Aos colegas da WEG: Luiz A. Netto, Edemar Klein, Ademar Giacomini e Alinor Tank, que contribuíram diretamente para a confecção do dispositivo experimental.

Aos colegas de trabalho: Thiago T. Kunz, pelo auxílio na realização da fase experimental; Briam C. Bork, na tradução de textos do idioma alemão para o português e Marcos C. Voltolini, pela implementação do sistema de medição de velocidade do ar robotizado e elaboração dos programas para aquisição dos dados de velocidade do ar.

A Hugo G. G. Mello e Sebastião L. Nau, pelo apoio e confiança.

Aos colegas de trabalho, Hideraldo L. V. Santos, Samuel S. Borges e Waldiberto L. Pires pelo convívio diário.

Aos colegas da ESSS, Marcelo Kruger, Rodrigo Ferraz de A. F. da Silva, Bruno Contessi, Nicolas Spogis e, especialmente, a Rodrigo J. Tasca, pelas inúmeras e longas conversas sobre os problemas de convergência numérica enfrentados neste trabalho.

Ao orientador, professor Amir Antonio Martins de Oliveira Jr., pelo constante apoio e otimismo ao longo da realização deste trabalho.

Aos coordenadores deste mestrado, Silvana Tecila e professor André Ogliari.

Aos professores da UFSC e aos colegas da WEG que participaram deste convênio de mestrado realizado entre as instituições.

A WEG, pelo constante investimento na qualificação de seus colaboradores.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	ix
SIMBOLOGIA	xiii
RESUMO	xvi
ABSTRACT	xvii
1 Introdução	1
1.1 Principais Componentes de um Motor Elétrico de Indução Trifásico.....	2
1.1.1 Tipos de Enrolamento e Formato das Bobinas	3
1.1.2 Rotor Engaiolado	5
1.2 A Temperatura no Motor Elétrico de Indução.....	6
1.2.1 Principais Fontes de Geração de Calor em Motores Elétricos	6
1.2.2 Impacto da Elevação de Temperatura sobre o Motor Elétrico	9
1.2.3 Mecanismos de Remoção de Calor em Motores Elétricos	11
1.3 Motivação	13
1.4 Objetivo Geral	14
1.4.1 Objetivos Específicos	14
2 Revisão Bibliográfica	16
3 Experimentos	30
3.1 Objeto de Estudo	30
3.1.1 Cabeças de Bobina e Estator	30
3.1.2 Carcaça	32
3.1.3 Tampas e Anéis de Fixação	33
3.1.4 Rotor	35
3.1.5 Tampa Defletora	36
3.1.6 Mancais.....	37
3.1.7 Dispositivo Experimental	37
3.2 Escoamento de Ar na Região Externa da Carcaça	38
3.2.1 Instrumentação.....	38
3.2.2 Sistema de Medição e Aquisição de Dados.....	39
3.2.3 Pontos de Medição	40
3.2.4 Repetição das Medições	41
3.3 Escoamento do Ar Interno na Região da Cabeça de Bobina.....	42
3.3.1 Instrumentação.....	42
3.3.2 Sistema de Medição e Aquisição de Dados.....	42
3.3.3 Pontos de Medição	43

3.4	Potência consumida pelos sistemas de ventilação	46
3.4.1	Determinação da Potência Consumida pelos Sistemas de Ventilação	47
3.5	Resultados Experimentais do Escoamento do Ar Externo	49
3.5.1	Velocidade do Ar entre as Aletas da Carcaça.....	49
3.5.2	Potência Consumida pelo Sistema de Ventilação Externo.....	50
3.6	Resultados Experimentais do Escoamento do Ar Interno	51
3.6.1	Velocidade do Ar na Região da Cabeça de Bobina.....	51
3.6.2	Potência Consumida	52
4	Simulação Computacional	54
4.1	Modelos RANS	56
4.1.1	A Decomposição de Reynolds.....	56
4.1.2	A Equação de Reynolds.....	57
4.1.3	Viscosidade Turbulenta	61
4.1.4	Modelo de Turbulência $k-\varepsilon$	62
4.1.5	Modelo de Turbulência $k-\omega$	64
4.1.6	Modelo de Turbulência <i>Shear Stress Transport</i> (SST)	65
4.2	Tratamento de Escoamentos Turbulentos Próximos à Parede.....	68
4.2.1	Funções de Parede Escaláveis	69
4.2.2	Tratamento Automático de Parede para Modelos Baseados em Omega.....	71
4.3	Especificação da Malha Próxima à Parede.....	73
5	Resultados da Simulação Computacional.....	77
5.1	Simulação do Escoamento Externo	77
5.1.1	Simplificações Geométricas	77
5.1.2	Considerações sobre o Problema Físico	78
5.1.3	Domínios	80
5.1.4	Geração de Malha.....	82
5.1.5	Critério de Convergência.....	87
5.1.6	Parâmetros Adicionais de Simulação	90
5.1.7	Comparação dos Resultados Numéricos com os Experimentais.....	90
5.2	Simulação do Escoamento Interno	96
5.2.1	Simplificações Geométricas	97
5.2.2	Considerações sobre o Problema Físico	97
5.2.3	Domínios	97
5.2.4	Critério de Convergência.....	100
5.2.5	Geração da Malha.....	103

5.2.6	Parâmetros Adicionais de Simulação	104
5.2.7	Comparação dos Resultados Numéricos com os Experimentais.....	105
6	Transformação de Energia Mecânica em Energia Térmica.....	114
6.1	Demonstração da Conversão de Energia Mecânica em Energia Térmica.....	115
6.1.1	Instrumentação.....	115
6.1.2	Metodologia de Ensaio	116
6.1.3	Resultados.....	117
6.2	Tratamento das Perdas Mecânicas em Circuitos Térmicos	119
6.3	Considerações Finais	121
7	Conclusões.....	124
7.1	Sugestões para Trabalhos Futuros	126
8	Referências Bibliográficas.....	127
ANEXO	131
	Mecanismo de Conversão da Energia Mecânica em Energia Térmica	132

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Primeiro motor elétrico de indução trifásico (Deutsches Museum).	1
Figura 1.2 – Principais componentes de um motor elétrico de indução trifásico.....	3
Figura 1.3 – Sistema de bobinagem imbricado.	3
Figura 1.4 – Sistema de bobinagem concêntrico.	4
Figura 1.5 – Espaçamento entre os condutores para a passagem de ar.	4
Figura 1.6 - Enrolamento imbricado com bobinas pré-formadas.....	5
Figura 1.7 – Rotor engaiolado.	5
Figura 1.8 - Principais fontes de geração de calor e suas localizações.	7
Figura 1.9 – Exemplo de laço de histerese.	8
Figura 1.10 – Sistemas de isolamento elétrico.	10
Figura 1.11 – Influência da elevação de temperatura no intervalo de relubrificação.....	11
Figura 2.1 - Modelo experimental elaborado por Schubert (1968).	17
Figura 2.2 – Experimento elaborado por Oslejsek (1972).	19
Figura 2.3 – Distribuição da velocidade do ar nos planos radial e tangencial.	20
Figura 2.4 – Exemplo de domínio rotativo e estacionário adotado por Lampard <i>et al</i> (1997). ..	22
Figura 2.5 – Modelo numérico adotado por Mugglestone <i>et al</i> (1998).....	23
Figura 2.6 - Influência da largura da aleta sobre o coeficiente de convecção global.....	25
Figura 2.7 – Modelo com barras de seção circular, adotado por Micallef <i>et al</i> (2005).....	27
Figura 3.1 – Geometria obtida a partir de dados da máquina de medição tridimensional.	31
Figura 3.2 – Estator especial, confeccionado em madeira.	32
Figura 3.3 - Posicionamento dos termopares no estator especial.	32
Figura 3.4 – Carcaça especial confeccionada sem caixa de ligação.....	33
Figura 3.5 – Tampa traseira especial.	34
Figura 3.6 – Detalhe da utilização de massa de calafetar na tampa e no anel de fixação.	34
Figura 3.7 – Tampa dianteira padrão.....	35
Figura 3.8 – Rotor cambiável, com sistema intercambiável de aletas.....	36
Figura 3.9 – Diferença entre a tampa defletora padrão e a especial.....	37
Figura 3.10 - Vista geral do dispositivo experimental montado.....	37
Figura 3.11 – Anemômetro de fio quente, TSI, modelo 8465.....	38
Figura 3.12 – Sistema de medição da velocidade de ar nas aletas da carcaça.....	39
Figura 3.13 – Canais de medição. Imagem obtida a partir da região dianteira do motor.....	40
Figura 3.14 – Seções de medição.	41
Figura 3.15 – Verificação da repetição das medições. Seção A [+ 50 mm].....	42

Figura 3.16 – Interface gráfica do programa de aquisição da velocidade do ar interna.	43
Figura 3.17 – Exemplo de pontos de medição na direção radial RD-05.	43
Figura 3.18 – Localização do anemômetro na posição de medição RD-95.	44
Figura 3.19 - Posições de medição na direção axial.	44
Figura 3.20 – Regiões compreendidas pelas medições.	45
Figura 3.21 – Resultados da repetição das medições de velocidade de ar – 1800 rpm.	45
Figura 3.22 – Sistema de determinação da potência consumida pelo sistema de ventilação. ...	47
Figura 3.23 – Potência absorvida pelo conjunto com sistema de ventilação.	48
Figura 3.24 – Potência absorvida pelo conjunto sem sistema de ventilação.	49
Figura 3.25 - Resultados de velocidade do ar na superfície superior da carcaça – 3600 rpm. .	50
Figura 3.26 – Potência consumida pelo sistema de ventilação externo <i>versus</i> rotação.	51
Figura 3.27 – Velocidade média do ar nas posições de medição.	52
Figura 3.28 – Potência consumida pelo sistema de ventilação interno <i>versus</i> rotação.	53
Figura 4.1 – Avaliação do escoamento de ar no sistema de ventilação externa.	54
Figura 4.2 – Ilustração da decomposição de Reynolds para o campo de velocidade $u(x,t)$	56
Figura 4.3 – Camada limite próxima à parede em escoamento turbulento.	69
Figura 4.4 - Geração de malha a partir dos dados do procedimento do MathCAD.	76
Figura 5.1 - Diferenças entre a geometria do domínio físico e numérico.	78
Figura 5.2 - Aleta da carcaça do dispositivo experimental.	79
Figura 5.3 - Aplicação do conceito de periodicidade ao escoamento externo do ar.	80
Figura 5.4 – Domínio estacionário.	81
Figura 5.5 – Detalhe do domínio estacionário.	81
Figura 5.6 – Domínio rotativo.	82
Figura 5.7 - Detalhe da malha superficial para o domínio estacionário.	83
Figura 5.8 - Malha superficial do domínio estacionário.	83
Figura 5.9 – Transição da malha volumétrica.	84
Figura 5.10 – Transição da malha volumétrica.	84
Figura 5.11 – Malha volumétrica com camadas de elementos prismáticos.	85
Figura 5.12 – Malha do domínio rotativo.	86
Figura 5.13 – Detalhe da malha do domínio rotativo.	86
Figura 5.14 – Região com resíduos de maior intensidade.	87
Figura 5.15 – Região de recirculação.	88
Figura 5.16 – Pontos de monitoramento durante o processo de simulação.	89
Figura 5.17 – Gráfico de convergência e de monitoramento.	90
Figura 5.18 – Valores de y^+ para a região da carcaça – malha sem prismas.	91

Figura 5.19 – Valores de y^+ para a região da carcaça – malha com prismas.....	92
Figura 5.20 – Obtenção do valor de velocidade do ar dos resultados numéricos.....	92
Figura 5.21 – Resultados experimentais e numéricos para velocidades do ar – Seção de medição A – 3600 rpm.	93
Figura 5.22 – Resultados experimentais e numéricos para velocidades do ar – Seção de medição B – 3600 rpm.	94
Figura 5.23 – Resultados experimentais e numéricos para velocidades do ar – Seção de medição C – 3600 rpm.	94
Figura 5.24 – Resultados experimentais e numéricos para velocidades do ar – Seção de medição D – 3600 rpm.	95
Figura 5.25 – Monitoramento do torque durante a simulação.....	95
Figura 5.26 – Comparativo entre resultados experimentais e numéricos.....	96
Figura 5.27 - Diferenças entre a geometria do domínio físico e numérico.	97
Figura 5.28 - Aplicação do conceito de periodicidade ao escoamento externo do ar.	98
Figura 5.29 – Detalhe do domínio de simulação.	98
Figura 5.30 – Domínio estacionário.	99
Figura 5.31 – Domínio estacionário, interfaces.....	100
Figura 5.32 – Domínio rotativo.	100
Figura 5.33 – Elementos com maiores resíduos, na região da cabeça de bobina.....	101
Figura 5.34 – Visualização das trajetórias de algumas partículas de fluido.....	101
Figura 5.35 – Vetores de velocidade, na região da cabeça de bobina.	102
Figura 5.36 – Resultados numéricos (regime permanente) <i>versus</i> experimentais (3600 rpm).	103
Figura 5.37 – Malha hexaédrica para avaliação do escoamento interno.	104
Figura 5.38 – Detalhe da transição da malha hexaédrica.	104
Figura 5.39 – Resultados de y^+ para a malha hexaédrica.	105
Figura 5.40 – Comportamento das parcelas de resíduos e dos pontos de monitoramento de velocidade ao longo das iterações.	106
Figura 5.41 – Análise do tempo de simulação necessário com base em linhas de corrente...	106
Figura 5.42 – Áreas de controle para a obtenção de dados numéricos.....	107
Figura 5.43 – Resultados numéricos (transiente) <i>versus</i> experimentais - 3600 rpm.....	108
Figura 5.44 – Diferença entre resultados numéricos (transiente) e experimentais (3600 rpm).	108
Figura 5.45 – Análise do escoamento em relação ao sensor do anemômetro.	109
Figura 5.46 – Detalhe do escoamento em relação ao anemômetro.	110

Figura 5.47 – Resultados numéricos (transiente) versus experimentais (1800 rpm).....	110
Figura 5.48 – Diferença entre resultados numéricos (transiente) e experimentais (1800 rpm).	111
Figura 5.49 – Domínios para a determinação da potência consumida.	112
Figura 5.50 – Determinação da potência consumida pelo sistema de ventilação interno.	112
Figura 5.51 – Resultados numéricos <i>versus</i> experimentais para a potência consumida.	113
Figura 6.1 – Aparato experimental.	116
Figura 6.2 – Elevação de temperatura do ar no interior do dispositivo experimental para diferentes configurações de sistema de ventilação interno.....	117
Figura 6.3 - Distribuição de temperatura na superfície externa do dispositivo experimental, ao longo do tempo, para: (a) sem ventilação interna e (b) com ventilação interna.....	118
Figura 6.4 – Modelo térmico proposto por Yoon e Ken Kauh (2005).	120
Figura 6.5 – Fontes de geração de calor.	120
Figura 6.6 – Distribuição das parcelas de perdas em um motor de 260 kW.	122

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino:

a_1	Constante do modelo de turbulência	
A	Área	$[m^2]$
B	Indução no ferro	$[T]$
C	Constante da região logarítmica	
$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	Constante do modelo de turbulência	
c_f	Coefficiente de atrito na parede	
C_μ	Constante do modelo de turbulência	
c_v	Calor específico a volume constante	$[J/kg \cdot K]$
e	Energia interna específica	$[J/kg]$
e_c	Espessura da chapa	$[m]$
f	Frequência de alimentação elétrica	$[Hz]$
F_1, F_2	Funções de mistura do modelo de turbulência <i>SST</i>	
h	Coefficiente de convecção	$[W/m^2 \cdot K]$
H	Intensidade do campo magnético	$[A/m]$
h_{AI-TA}	Coefficiente de convecção do ar no interior do motor para a tampa	$[W/m^2 \cdot K]$
h_{B-AI}	Coefficiente de convecção da cabeça de bobina para o ar no interior do motor	$[W/m^2 \cdot K]$
h_{TA-AE}	Coefficiente de convecção da tampa para o ar o ar externo ao motor	$[W/m^2 \cdot K]$
k	Energia cinética turbulenta	$[m^2/s^2]$
K	Constante de Von Karman	
L	Comprimento característico	$[m]$
p	Pressão	$[Pa]$
\bar{p}	Componente média da pressão	$[Pa]$
p'	Componente flutuante da pressão	$[Pa]$
P_F	Perdas no ferro	$[W]$
P_j	Perdas por efeito Joule	$[W]$
P_k	Geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média	$[J/m^3 \cdot s]$
\tilde{P}_k	Função do modelo de turbulência <i>SST</i>	$[J/m^3 \cdot s]$
Re_L	Número de Reynolds	
t	Tempo	$[s]$

T	Temperatura	[K]
u	Componente de velocidade na direção x	[m/s]
u_i	Componente da velocidade do fluido na direção i	[m/s]
u'_1	Componente flutuante da velocidade na direção x	[m/s]
u'_2	Componente flutuante da velocidade na direção y	[m/s]
u'_3	Componente flutuante da velocidade na direção z	[m/s]
u^+	Componente da velocidade próxima à parede	[m/s]
U_t	Velocidade tangente à parede	[m/s]
u_τ	Velocidade de atrito na parede	[m/s]
u^*	Escala alternativa de velocidade	[m/s]
U_∞	Velocidade característica	[m/s]
u_i	Componente da velocidade na direção i	[m/s]
\bar{u}_i	Componente da velocidade média na direção i	[m/s]
u'_i	Componente da flutuação da velocidade na direção i	[m/s]
u_j	Componente da velocidade na direção j	[m/s]
\bar{u}_j	Componente da velocidade media na direção j	[m/s]
u'_j	Componente da flutuação da velocidade na direção j	[m/s]

Alfabeto Grego:

α	Constante do modelo de turbulência	
α_p	Coeficiente de ajuste	
β	Constante do modelo de turbulência	
β^*	Constante do modelo de turbulência	
β'	Constante do modelo de turbulência	
γ_1, γ_2	Constante do modelo de turbulência	
Γ_ε	Relação de viscosidades do modelo de turbulência	[Pa's]
Γ_k	Relação de viscosidades do modelo de turbulência	[Pa's]
Γ_ω	Relação de viscosidades do modelo de turbulência	[Pa's]
δ_{ij}	Delta de Kronecker ($\delta_{ij} = 0$ para $i \neq j$ e $\delta_{ij} = 1$ para $i = j$)	
ΔT	Variação de temperatura	[K]

ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta	$[\text{m}^2/\text{s}^3]$
\hbar	Entalpia específica molar	$[\text{J/mol}]$
κ	Condutividade térmica do fluido	$[\text{W/m-K}]$
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	$[\text{Pa.s}]$
μ_t	Viscosidade cinética turbulenta do escoamento	$[\text{Pa.s}]$
ν	Viscosidade cinemática do fluido	$[\text{m}^2/\text{s}]$
ρ	Massa específica	$[\text{kg/m}^3]$
σ_ε	Constante do modelo de turbulência	
σ_{ij}	Componente do tensor tensão	$[\text{Pa}]$
$\sigma_k, \sigma_{k1}, \sigma_{k2}$	Constantes do modelo de turbulência	
$\sigma_\omega, \sigma_{\omega1}, \sigma_{\omega2}$	Constantes do modelo de turbulência	
τ_{ij}	Componente do tensor tensão de Reynolds	$[\text{Pa}]$
τ_ω	Tensão próxima à parede	$[\text{Pa}]$
ϕ	Variável instantânea	
$\bar{\phi}$	Componente média	
ϕ'	Componente flutuante	
ω	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta	$[\text{s}^{-1}]$
ω_a	Velocidade angular do ventilador ou do rotor	$[\text{rad/s}]$
ω_p	Velocidade periférica do ventilador ou do rotor	$[\text{m/s}]$

Índices:

i	Número inteiro de 1 a 3, correspondente às direções no sistema de coordenadas ortogonal
j	Número inteiro de 1 a 3, correspondente às direções no sistema de coordenadas ortogonal

RESUMO

Neste trabalho foi desenvolvida uma metodologia numérica para a análise do escoamento do ar na região da cabeça de bobina de um motor de indução trifásico totalmente fechado autoventilado. O desenvolvimento dessa metodologia foi amparado por um dispositivo experimental, especialmente projetado e confeccionado para este trabalho, que permitiu caracterizar os campos de velocidade do ar na região da cabeça de bobina e, também, na região externa da carcaça, especificamente entre as aletas da carcaça. Os dados de velocidade do ar e os valores de potência consumida pelos sistemas de ventilação interno e externo, obtidos experimentalmente, foram utilizados para desenvolver e validar a metodologia numérica, fundamentada em um código comercial de Dinâmica do Fluidos Computacional (*Computational Fluids Dynamics - CFD*). Uma contribuição adicional foi a demonstração do impacto da energia fornecida ao sistema de ventilação interno sobre o comportamento térmico de máquinas elétricas girantes totalmente fechadas.

ABSTRACT

A numerical methodology to analyze the air flow at the end-winding region of a three-phase totally enclosed fan cooled electrical motor was developed. The development of this methodology was assisted by an experimental device, especially designed and made for this work, that allowed the characterization of air velocity fields around the end-winding regions and, also, outside the frame region, specifically between the frame fins. Measurements of air velocity and fan systems internal and external power losses were used to develop and validate the numerical methodology, using a commercial *Computational Fluids Dynamics (CFD)* code. An additional contribution was the demonstration of the impact of the energy provided to the internal fan system on the thermal behavior of totally enclosed rotating electrical machines.

CAPÍTULO 1

1 INTRODUÇÃO

A história do motor elétrico de indução trifásico iniciou no ano de 1889, quando o cientista russo Mikhail Ossipowitsch Doliwo-Dobrowolski, radicado na Alemanha, registrou a patente de um motor de indução trifásico (Figura 1.1), com rendimento de 80%, potência contínua de 80 W e outras características revolucionárias para a época (Wolff, 2004). A concepção patenteada por Dobrowolsky eliminava o sistema de escovas, o que representava uma fonte de manutenção constante. Além disso, apresentava ótimo desempenho na condição de partida, menor nível de ruído, elevada resistência mecânica, alta segurança em operação e era livre de interferências de correntes parasitas. Dobrowolsky havia criado uma máquina ideal para ser utilizada nas indústrias da época.

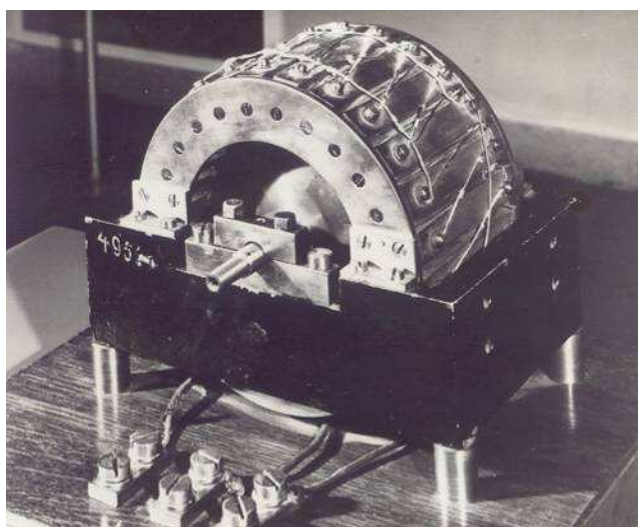


Figura 1.1 - Primeiro motor elétrico de indução trifásico (Deutsches Museum).

Cortesia: Sebastião L. Nau - WEG.

O motor de indução trifásico tornou-se um sucesso e a cada dia crescia o número de fabricantes. Naturalmente, o mercado consumidor exigiu dos fabricantes um produto de qualidade cada vez melhor, com menor custo e menor relação entre massa e potência. Com o passar dos anos, as exigências do mercado foram sendo atendidas e dentro de um período de apenas uma década, a relação massa por potência sofreu uma redução da ordem de 67 %. A evolução dessa relação é atribuída ao desenvolvimento dos sistemas de isolamento elétrico que, inicialmente, eram constituídos basicamente de algodão e, posteriormente, foram substituídos por fios com seda, natural ou artificial, acarretando em uma redução da ordem de 60 % do espaço ocupado pelos condutores e sistema de isolamento elétrico.

Com o passar dos anos e a constante evolução dos materiais empregados no sistema de isolamento elétrico, a relação massa por potência continuou a ser reduzida de forma paulatina, porém constante. Em contrapartida, a relação entre energia térmica gerada por massa cresceu de tal forma, que o fator temperatura tornou-se um dos limitantes para o funcionamento do

motor elétrico de indução, uma vez que a vida do sistema de isolamento elétrico está diretamente associada a essa grandeza. É nesse ponto da história do motor elétrico de indução trifásico que o sistema de troca térmica deixa de ser composto apenas pelos mecanismos de convecção natural e radiação, recebendo um incremento significativo pela inserção do mecanismo de convecção forçada através dos sistemas de ventilação externo e interno e pelo aumento da superfície externa de troca térmica, ou seja, a inclusão de aletas na carcaça.

Após mais de um século de existência e evolução do motor elétrico de indução, o aspecto térmico continua a ser o fator limitante do ponto de vista de desempenho e, conseqüentemente, do ponto de vista econômico. É esse aspecto que determina a necessidade do uso de um sistema de isolamento elétrico melhor e de maior custo, e chega até mesmo a determinar o período de manutenção da máquina elétrica girante, especificamente, o intervalo de relubrificação dos mancais.

Ao longo dos 46 anos de existência da empresa WEG, sua capacitação, desenvolvimento e aquisição de novas tecnologias a tornaram um dos maiores fabricantes mundiais de motores elétricos de indução de baixa tensão. No entanto, ao longo dessa história, devido ao fato da natureza da empresa ser voltada para a área elétrica, a ênfase das pesquisas foi o aspecto elétrico, sendo que o aspecto mecânico seguiu a tendência mundial, ditada pelo mercado. Essa característica, de foco no aspecto elétrico, não é uma exclusividade da WEG e observa-se nos produtos de concorrentes que suas pesquisas também são, em grande parte, direcionadas para o aspecto elétrico.

1.1 Principais Componentes de um Motor Elétrico de Indução Trifásico

O objeto deste estudo é um motor elétrico de indução trifásico totalmente fechado autoventilado, ou, *Total Enclosed Fan Cooled* (TEFC). Com o objetivo de uniformizar a nomenclatura que será utilizada ao longo do trabalho, a Figura 1.2 apresenta os principais componentes de um motor com essa caracterização. Devido às constantes referências ao longo deste trabalho aos componentes rotor e estator, esses serão descritos de forma detalhada em seções posteriores.

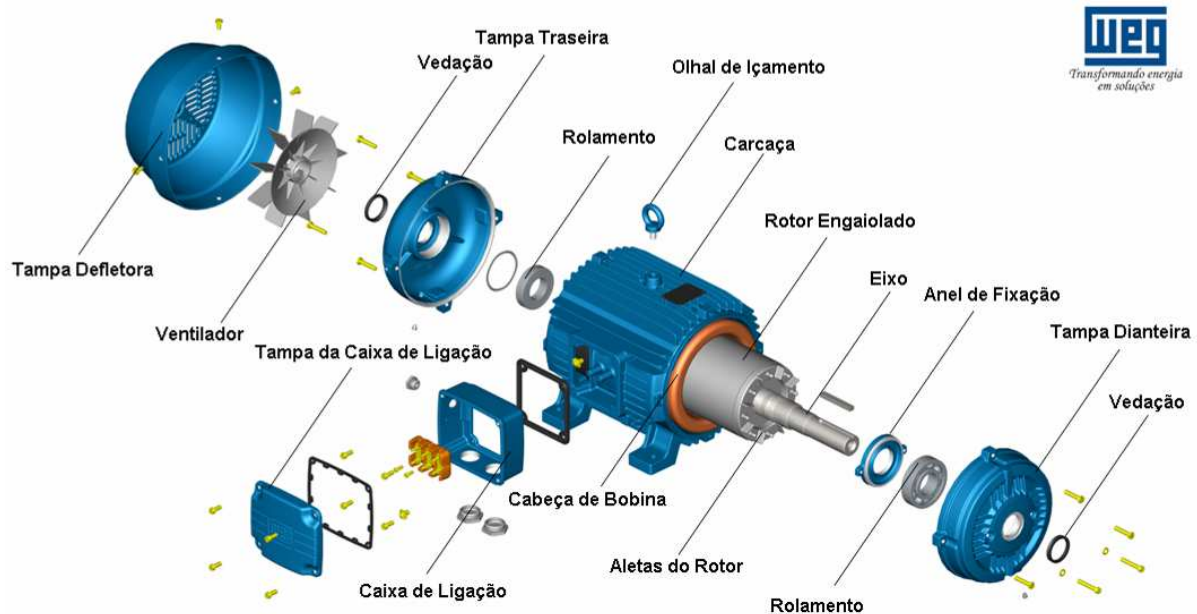


Figura 1.2 – Principais componentes de um motor elétrico de indução trifásico.
Cortesia: Edeмар Klein - WEG.

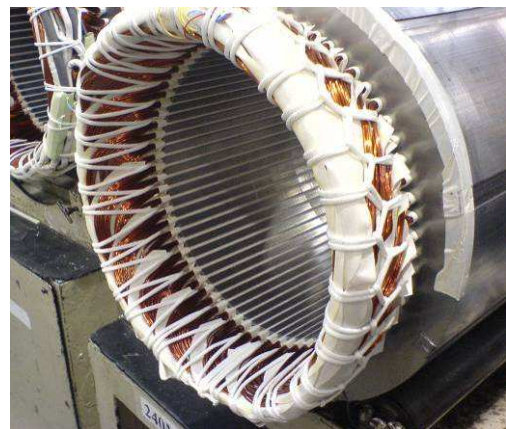
1.1.1 Tipos de Enrolamento e Formato das Bobinas

Os tipos de enrolamento e o formato das bobinas possuem uma relação direta com a passagem de ar através da cabeça de bobina e por esse motivo, eles serão brevemente descritos nesta seção.

O tipo do enrolamento está diretamente relacionado à forma como as bobinas são dispostas ao longo da circunferência do estator. Basicamente existem dois tipos de enrolamento, o imbricado e o concêntrico. O enrolamento imbricado é caracterizado pelo fato das bobinas possuírem o mesmo passo e as cabeças de bobina se cruzarem dentro do mesmo grupo, conforme ilustrado na Figura 1.3. Deve-se observar que a passagem de ar por entre os condutores é restrita, uma vez que esse tipo de enrolamento praticamente gera um corpo sólido sem aberturas.



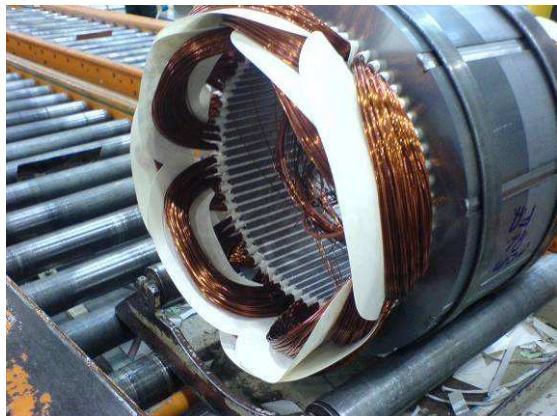
a) Sistema imbricado sem amarração.



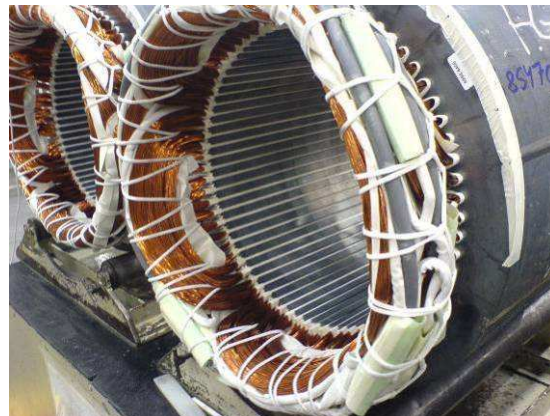
b) Sistema imbricado após amarração.

Figura 1.3 – Sistema de bobinagem imbricado.

O enrolamento concêntrico, por sua vez, é caracterizado por possuir passos diferentes para um mesmo grupo de bobinas e por as cabeças de bobina não se cruzarem, uma vez que são concêntricas. A Figura 1.4 ilustra o sistema de bobinas concêntrico.



a) Sistema concêntrico sem amarração.



b) Sistema concêntrico após amarração.

Figura 1.4 – Sistema de bobinagem concêntrico.

Quando o enrolamento imbricado é comparado ao concêntrico, deve-se ressaltar que o último gera aberturas entre os condutores, permitindo a passagem do fluxo de ar por entre os mesmos. A Figura 1.5 ilustra esse espaçamento. Maiores informações sobre tipos de enrolamento podem ser obtidas no Manual de Bobinagem WEG (2000).



Figura 1.5 – Espaçamento entre os condutores para a passagem de ar.

O formato das bobinas está diretamente relacionado ao processo de bobinagem, que pode ser dividido em dois grupos: bobinagem randômica e pré-formada. As bobinas randômicas são formadas por condutores, geralmente circulares, recebendo sua forma final após serem inseridas dentro do estator e conformadas manualmente ou mecanicamente. Bobinas com esse formato são utilizadas em enrolamentos imbricados e concêntricos, conforme pode ser observado nas Figura 1.3 a Figura 1.5.

As bobinas pré-formadas normalmente são utilizadas em máquinas de alta tensão¹. Sua denominação tem origem no fato das bobinas receberem sua forma final antes de serem inseridas dentro do estator. Bobinas pré-formadas implicam na utilização de fio retangular e enrolamento imbricado e resultam em seções uniformes para a passagem do ar por entre os condutores (Figura 1.6).



a) Bobinas pré-formadas.



b) Bobinas pré-formadas - Detalhe.

Figura 1.6 - Enrolamento imbricado com bobinas pré-formadas.

1.1.2 Rotor Engaiolado

O rotor engaiolado de um motor de indução é formado por chapas de aço e uma gaiola de esquilo que, na maioria das vezes, é obtida a partir de um processo de injeção de alumínio. A gaiola de esquilo é constituída pelo anel de curto circuito, pinos de balanceamento, barras transversais (alojadas no interior do pacote de chapas) e aletas do rotor. A Figura 1.7 ilustra essa composição e também apresenta a nomenclatura das dimensões “altura” e “largura”, que serão adotadas ao longo deste trabalho.

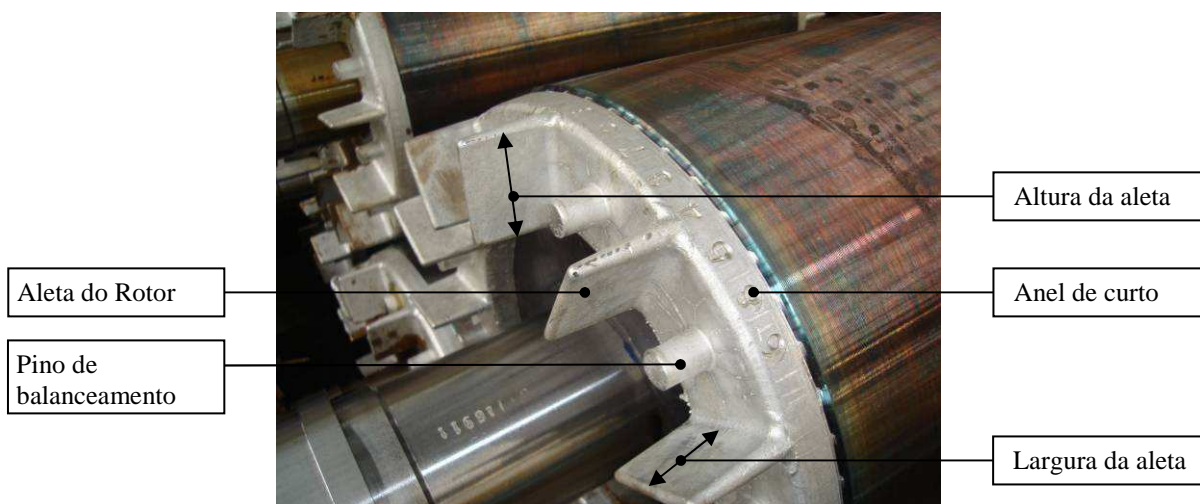


Figura 1.7 – Rotor engaiolado.

¹ Entenda-se, por alta tensão, valores acima de 1.000 V.

1.2 A Temperatura no Motor Elétrico de Indução

O motor de indução é uma máquina elétrica girante que possui a função de converter a energia elétrica em energia mecânica. No entanto, durante o processo de conversão, uma parcela da energia elétrica acaba sendo convertida em energia térmica. A natureza da energia térmica está diretamente associada às propriedades físicas dos materiais que constituem o motor elétrico, sendo explicada por uma série de fenômenos físicos que ocorrem no interior do mesmo.

1.2.1 Principais Fontes de Geração de Calor em Motores Elétricos

A energia elétrica é convertida em energia térmica e, fisicamente, manifesta-se através da elevação de temperatura nos locais onde ocorreu essa conversão. Posteriormente, a energia térmica é transmitida ao longo do interior do motor elétrico devido aos mecanismos de condução, radiação e convecção. A Figura 1.8 ilustra as principais fontes de geração de calor e suas respectivas localizações em motores elétricos de indução trifásicos, segundo a abordagem tradicional. Nessa abordagem, as perdas são divididas nos principais mecanismos de conversão de energia elétrica e mecânica em energia térmica. Os mecanismos são então quantificados com base nas grandezas elétricas associadas a esses. Por fim, perdas de difícil quantificação, teórica ou experimental, são agrupadas em um último grupo, que permite o fechamento do balanço de energia. A seguir é apresentada uma breve explanação sobre cada uma dessas fontes de geração de calor (o termo geração de calor será usado como sinônimo de geração de energia térmica).

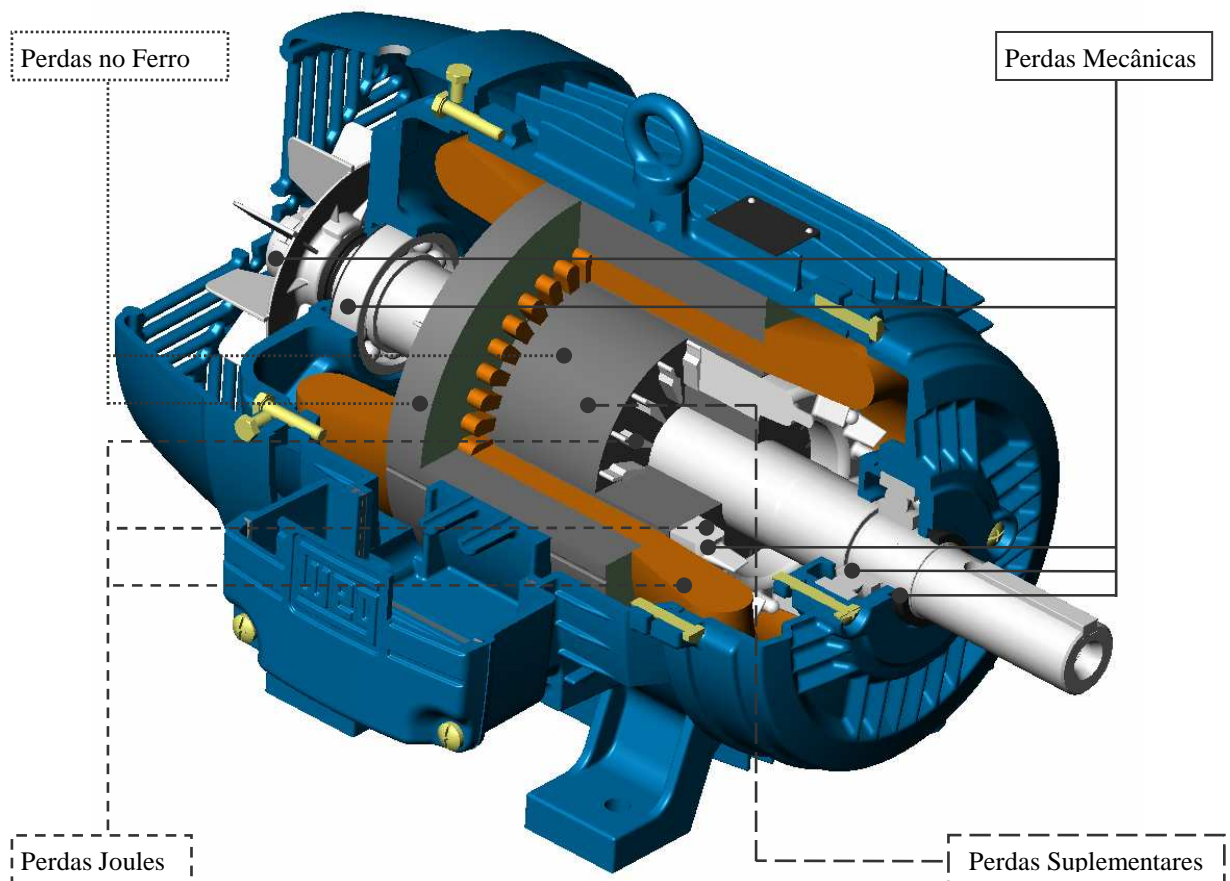


Figura 1.8 - Principais fontes de geração de calor e suas localizações.

Perdas Joule

As perdas Joule relacionam-se de forma direta com a resistência do condutor e variam de forma proporcional ao quadrado da corrente. A ocorrência desse tipo de perda independe do tipo de alimentação, seja essa de corrente alternada ou contínua.

Nos motores de indução, as perdas Joule localizam-se no estator (fios de cobre) e no rotor (anéis de curto e barras transversais da gaiola de esquilo).

Perdas no Ferro

Divide-se em perdas por Foucault (correntes parasitas) e histerese.

Uma forma rápida e sucinta de explicar as perdas por Foucault é considerar que essas são análogas às perdas Joule, mas ocorrendo no ferro.

As perdas por histerese são provenientes da energia despendida para orientar os domínios magnéticos e a sua ordem de grandeza corresponde à área compreendida pelo laço de histerese formado no gráfico de indução (B) *versus* intensidade do campo magnético (H) (Figura 1.9).

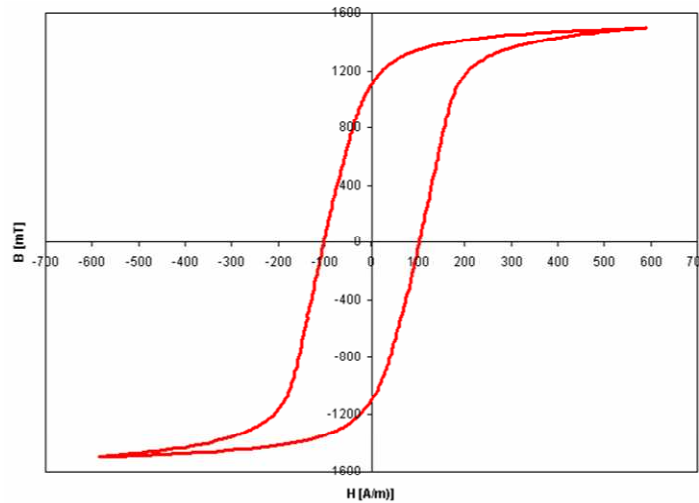


Figura 1.9 – Exemplo de laço de histerese.

A Equação 1.1 apresenta o equacionamento para a quantificação das perdas no ferro. A primeira parcela do lado direito da equação corresponde às perdas por Foucault e a segunda parcela as perdas por histerese.

$$P_F = B^2 \cdot f^2 \cdot e^2 + B^{\alpha_p} \cdot f \quad (1.1)$$

onde, B é a indução no ferro, f é a frequência de alimentação, α_p o coeficiente de ajuste, determinado a partir de dados experimentais, e finalmente, e corresponde a espessura da chapa.

Com base na Equação 1.1 pode-se observar que em motores com alimentação de corrente contínua, as perdas no ferro são nulas, uma vez que o termo da frequência é nulo.

As perdas no ferro ocorrem nas chapas do estator e do rotor.

Perdas Mecânicas

Compreende a energia fornecida aos sistemas de ventilação, para o deslocamento do ar, as perdas por atrito nos mancais e até mesmo as perdas provenientes do atrito viscoso entre o ar e as partes girantes do motor.

As perdas mecânicas ocorrem nos sistemas de ventilação interno e externo, no rotor e no eixo, devido ao atrito viscoso com o ar, nos mancais e nas vedações.

Perdas Suplementares

Classificam-se como perdas suplementares todas as perdas que não são quantificáveis ou de difícil quantificação, contudo sabe-se que estão presentes durante o funcionamento da máquina elétrica girante. Como exemplo, pode-se citar as perdas por efeito pelicular, por

adensamento de fluxo magnético, por alta frequência e as anomalias, entre outras que são desconhecidas ou não foram mencionadas.

A localização das perdas suplementares pode ser exemplificada através das perdas por alta frequência, que ocorrem na superfície do rotor.

1.2.2 Impacto da Elevação de Temperatura sobre o Motor Elétrico

A elevação de temperatura é extremamente nociva ao desempenho e funcionamento de qualquer máquina elétrica girante, pois altera as propriedades mecânicas e elétricas dos materiais, reduz o intervalo de relubrificação dos mancais e, acima de tudo, afeta o desempenho dos materiais que compõem o sistema de isolamento elétrico. Dentre os componentes que constituem o motor elétrico de indução, os rolamentos e o sistema de isolamento elétrico são os sistemas mais susceptíveis à influência da elevação de temperatura.

Características e Limites do Sistema de Isolamento Elétrico

A vida do motor elétrico está diretamente associada à vida útil do sistema de isolamento elétrico que, por sua vez, é afetado por fatores externos, tais como: umidade, vibração, atmosfera agressiva, umidade, pó e radiação. Todavia, o fator preponderante na vida do sistema de isolamento elétrico é a elevação de temperatura, fator que acelera o processo de deterioração desse sistema, tendo como mecanismo de degradação, a oxidação do material orgânico que o constitui. Segundo Alger (1965) uma elevação de 8 a 12 K, acima da temperatura máxima da classe térmica, é suficiente para reduzir a vida útil do sistema de isolamento elétrico pela metade.

A composição do sistema de isolamento elétrico é dada por isolantes entre fases, isolantes de fundo de ranhura e os isolantes de fechamento de ranhura. A Figura 1.10 apresenta uma exemplificação desses componentes. Além desses sistemas cada condutor (fio de cobre) recebe uma ou mais camadas de vernizes, também com a função de isolamento elétrico.

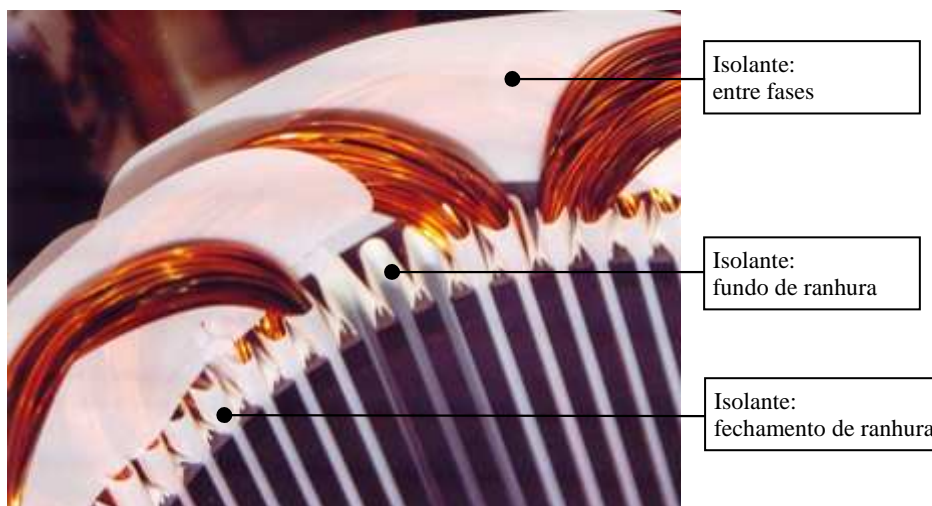


Figura 1.10 – Sistemas de isolamento elétrico.

Para atender os diversos tipos de aplicação aos quais máquinas elétricas girantes são expostas, existem diferentes tipos de sistemas de isolamento, que são divididos em função da sua classe térmica. O que diferencia as classes térmicas são os materiais isolantes utilizados. Essas classes estão definidas em normas, tais como a comissão internacional, *International Electrotechnical Commission* (IEC), e a associação dos Estados Unidos, *National Electrical Manufacturers Association* (NEMA). Os materiais e sistemas de isolamento elétrico são classificados conforme sua resistência à elevação de temperatura por longos períodos de tempo. A Tabela 1.1 apresenta uma visão geral de alguns tipos de sistemas de isolamento utilizados em motores elétricos e suas principais características térmicas.

Tabela 1.1 – Limites de temperatura em função do tipo de isolamento.

Classe de isolamento	A	E	B	F	H
Temperatura ambiente [°C]	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
Elevação de temperatura (ΔT) [°C]	60,0	75,0	80,0	105,0	125,0
Diferença entre o ponto mais quente e a temperatura média [°C]	5,0	5,0	10,0	10,0	15,0
Total: temperatura do ponto mais quente [°C]	105,0	120,0	130,0	155,0	180,0

Influência da Elevação de Temperatura sobre o Comportamento dos Mancais

A dependência dos mancais em relação à elevação de temperatura está relacionada ao fato do intervalo de relubrificação ser determinado em função da temperatura de operação. Uma lubrificação inadequada poderá resultar na falha prematura do mancal e em casos extremos, pode ocasionar a parada não programada do motor elétrico. A Figura 1.11 apresenta a relação entre a elevação de temperatura e o intervalo de relubrificação dos mancais para uma determinada condição de carregamento radial em um rolamento de esferas. Uma regra comumente adotada para essa correlação, considera que uma elevação de temperatura da ordem de 15 °C implica em uma redução de 50 % no intervalo de relubrificação.

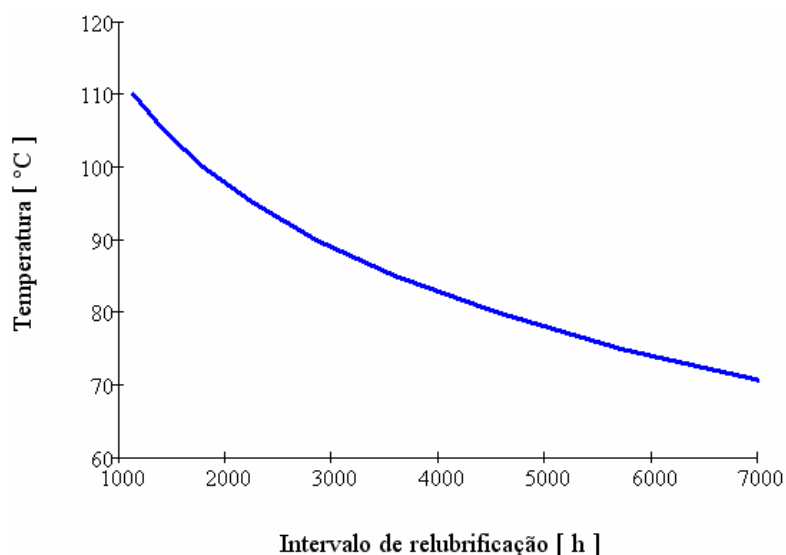


Figura 1.11 – Influência da elevação de temperatura no intervalo de relubrificação.

No entanto, existe certa dificuldade em controlar a temperatura de operação dos mancais, especificamente do mancal dianteiro, tendo em vista que o sistema de ventilação externo é montado do lado oposto (como será discutido a seguir), e os valores de velocidade do ar sobre a superfície externa do alojamento do mancal (tampa dianteira) são de baixa intensidade, resultando em um baixo coeficiente de convecção forçada nessa região.

Em casos extremos, a elevação de temperatura no mancal dianteiro atinge magnitudes que inviabilizam ou limitam a potência que pode ser obtida em um determinado tamanho de carcaça.

1.2.3 Mecanismos de Remoção de Calor em Motores Elétricos

Devido à nocividade dessa elevação de temperatura aos materiais que constituem o motor elétrico, torna-se necessário buscar mecanismos que facilitem e/ou maximizem a saída da energia térmica do interior do motor para o ambiente externo, fazendo com que a amplitude da elevação de temperatura seja reduzida o máximo possível. Os principais recursos utilizados para auxiliar nessa função são os sistemas de ventilação interno e externo, e o aumento da área de troca térmica, sendo esse obtido pelo uso de aletas na superfície externa da carcaça.

Sistema de Ventilação Externo

Nos motores elétricos de indução, o sistema de ventilação externo é constituído basicamente por um ventilador radial de pás retas e uma tampa defletora. Esse sistema tem a função de deslocar o ar sobre a carcaça para remover o maior fluxo de calor possível através da superfície da carcaça e das tampas.

Uma característica singular dos sistemas de ventilação dos motores de indução trifásicos é a necessidade do funcionamento bidirecional, ou seja, deve funcionar no sentido horário e anti-horário com o mesmo desempenho. Essa necessidade exige o uso de um ventilador radial de pás retas, o que implica em um sistema de ventilação de baixa eficiência. Outro aspecto negativo é a dificuldade associada ao dimensionamento desse tipo de sistema de ventilação, que é atribuída ao fato do escoamento gerado pelo movimento de rotação do ventilador ser turbulento, possuir elevados níveis de recirculação e alternar a intensidade das componentes de velocidade ao longo do seu trajeto, dentro do próprio sistema de ventilação, variando entre quase que totalmente axial, na região da grade de entrada da defletora, para ser predominantemente caracterizado pelo movimento de *swirl* na região da saída da defletora. Esses fatores, conciliados à infinidade de variações/inserções de componentes, que um mesmo motor elétrico pode sofrer/receber, tornam o emprego de abordagens, experimentais e teóricas (numéricas), de difícil execução e resultam em um processo de otimização lento e custoso.

Do ponto de vista qualitativo, têm-se realizado avaliações experimentais do escoamento externo com o auxílio de ferramentas simples de visualização, como por exemplo, uso de máquinas de geração de fumaça ou até mesmo pequenos pedaços de barbante (Yang, 2000). Uma avaliação quantitativa da distribuição e da velocidade do ar na superfície externa do motor elétrico, especificamente entre as aletas da carcaça, pode ser realizada com o auxílio de um anemômetro de fio quente ou um conjunto tubo de Pitot e manômetro. Essas técnicas serão apresentadas posteriormente.

Sistema de Ventilação Interno

O sistema de ventilação interno contribui significativamente para a redução da elevação de temperatura no enrolamento do motor elétrico. Experimentos pioneiramente realizados por Luke (1923), demonstraram que a inclusão do sistema de ventilação interno resulta em um incremento de até 150 % do coeficiente de convecção na região da cabeça de bobina.

Esse sistema é constituído por um ventilador radial de pás retas (Figura 1.7) e o comportamento do escoamento do ar nessa região é uma grande incógnita, pois se trata do escoamento em uma cavidade, o que é de difícil avaliação, mesmo utilizando técnicas qualitativas. A idéia básica do sistema de ventilação interno é incrementar a velocidade do ar no interior da cavidade, onde está alojada a cabeça de bobina, de forma a aumentar a transferência de calor da região da cabeça de bobina para a carcaça e as tampas.

1.3 Motivação

Conforme abordado na seção anterior, o aspecto térmico é fundamental para o funcionamento de uma máquina elétrica girante e sua importância é tal que a vida útil dessa máquina está intrinsecamente correlacionada a esse parâmetro. Dentre os mecanismos que contribuem para o controle da elevação de temperatura no interior de uma máquina elétrica girante, a parcela de convecção forçada destaca-se pela sua intensidade, quando comparada às parcelas de troca térmica por radiação e convecção natural. A convecção forçada, nesse tipo de máquina, é obtida por intermédio dos sistemas de ventilação interno e externo e, embora o dimensionamento de ambos os sistemas apresente desafios, o sistema de ventilação interno apresenta uma dificuldade adicional por tratar-se de um escoamento de ar confinado, em uma região de acesso restrito, com geometrias complexas (superfície da cabeça bobina), onde até mesmo a simples avaliação qualitativa do escoamento é de difícil execução. Por esse motivo, normalmente, a avaliação do desempenho desse sistema de ventilação é realizada de forma indireta, através do ensaio de elevação de temperatura do motor na condição de carga e pela estimativa da potência consumida pelo sistema de ventilação interno. Ressalta-se que, até mesmo a obtenção precisa da potência consumida pelo sistema de ventilação interno é de difícil execução, pois essa determinação resulta em um ensaio destrutivo do rotor da máquina, em função das aletas do rotor serem consolidadas ao anel de curto circuito do rotor.

Por outro lado, o dimensionamento adequado e otimizado do sistema de ventilação interno origina inúmeras perspectivas, dentre essas, se exemplifica, a possibilidade do dimensionamento desse sistema de ventilação visando atenuar as diferenças de temperatura presente entre a cabeça de bobina traseira e dianteira. Essa diferença é resultado da variação do coeficiente de convecção ao longo da superfície externa da carcaça que, por sua vez, deve-se à redução da velocidade do ar ao longo do comprimento da carcaça. Um processo de otimização experimental do sistema de ventilação interno é de difícil execução e, em alguns casos, especialmente para máquinas grandes, o custo é proibitivo. Uma alternativa para essa finalidade é a utilização da ferramenta de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), que permite a predição, dentre outros parâmetros, dos campos de velocidade do ar, dos coeficientes de transferência de calor nas superfícies de interesse, da potência consumida pelos sistemas de ventilação e, o fator mais importante, a compreensão do escoamento do ar nessa região. Contudo, acredita-se que, atualmente, a transposição de todo o problema do domínio físico para o numérico, entenda-se para um código de CFD, pode não ser produtiva, tendo em vista que existe uma série de dificuldades associadas a essa modelagem, incluindo o tempo computacional. Ainda, existem dificuldades na modelagem, por exemplo, o problema de transpor a geometria da cabeça de bobina do domínio físico para o numérico. Por esses

motivos optou-se, em uma primeira fase, por desenvolver uma metodologia, baseada em um código comercial de CFD, para prever o escoamento do ar associado aos sistemas de ventilação interno e externo de um motor de indução trifásico, sem levar em consideração a transferência de calor. Essa fase também possui a finalidade de avaliar, quais os parâmetros associados ao código de CFD são importantes para a predição adequada dos parâmetros característicos do escoamento do ar no interior e, também, no exterior de um motor elétrico de indução. Em análises posteriores, com base na modelagem desenvolvida nesse trabalho, a transferência de calor poderá ser implementada permitindo o desenvolvimento de um modelo completo para o motor elétrico de indução.

1.4 Objetivo Geral

Este trabalho propõe-se ao desenvolvimento e validação de uma metodologia numérica para a análise do escoamento do ar na região da cabeça de bobina e na região externa da carcaça, especificamente na superfície aletada, de um motor de indução trifásico totalmente fechado.

1.4.1 Objetivos Específicos

1. Desenvolver um dispositivo experimental, baseado em um motor de indução trifásico totalmente fechado autoventilado, incorporando simplificações geométricas, de forma que a transposição do problema do domínio físico para o numérico não resulte em incertezas relacionadas ao aspecto geométrico.
2. Avaliar, experimentalmente, os campos de velocidade do ar produzidos pelos sistemas de ventilação interno e, também, externo do dispositivo experimental.
3. Desenvolver uma metodologia experimental para determinar os valores de potência consumida pelos sistemas de ventilação do dispositivo experimental.
4. Modelar numericamente o dispositivo experimental em um código de CFD comercial, e analisar os campos de velocidade do ar para o escoamento produzido pelos sistemas de ventilação. Adotar como ponto de partida a modelagem do escoamento externo, em função desse apresentar menor grau de dificuldade em relação à do escoamento interno.
5. Com base no modelo numérico de CFD, analisar a potência consumida pelos sistemas de ventilação, em função da rotação.
6. Comparar as medições aos resultados obtidos a partir dos modelos numéricos.
7. Gerar recomendações sobre a utilização dos procedimentos experimental e numérico, como ferramenta de projeto de motores elétricos.

Esta dissertação é organizada como segue. No capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica dos trabalhos associados ao sistema de ventilação interno de máquinas elétricas girantes, sendo que esses abrangem tanto a área experimental como a numérica. O capítulo 3 apresenta o processo de concepção e confecção do dispositivo experimental, a metodologia utilizada para determinação da velocidade do ar e da potência consumida pelos sistemas de ventilação. No capítulo 4 são apresentados os modelos disponíveis para a simulação numérica de escoamentos tridimensionais. O capítulo 5 apresenta as considerações, condições de contorno e metodologia de geração de malha, adotados para a elaboração das simulações numéricas. Nesse mesmo capítulo os resultados numéricos são comparados aos dados experimentais. O capítulo 6 reforça a necessidade de considerar a conversão da energia mecânica em energia térmica, especialmente no sistema de ventilação interno de máquinas elétricas girantes totalmente fechadas. O trabalho é finalizado no capítulo 7, no qual se apresenta as conclusões deste trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Devido ao fato do foco principal deste trabalho estar associado ao desenvolvimento de uma metodologia para a avaliação do sistema interno de ventilação, a revisão bibliográfica enfocará somente os trabalhos associados ao sistema de ventilação interno, abrangendo trabalhos de cunhos puramente experimental, numérico (CFD) e trabalhos relacionados aos dois campos. A revisão é apresentada de acordo com a seqüência cronológica dos trabalhos.

O trabalho elaborado por Luke (1923) pode ser considerado como pioneiro no estudo da transferência de calor em motores elétricos. Nesse trabalho, o autor detalha os principais tipos de sistemas de ventilação e resfriamento empregados nas máquinas elétricas girantes da época. Luke (1923) demonstra, a partir de um dispositivo experimental, que a inclusão do sistema de ventilação interno pode resultar em um incremento do coeficiente de convecção na região da cabeça de bobina de até 150 %. Esse trabalho também merece destaque por ser o primeiro a utilizar corrente contínua para alimentar o enrolamento do estator, resultando em uma fonte precisa, de fácil quantificação e controlável de geração de calor, uma vez que o uso de corrente contínua resulta apenas na geração de perdas Joule, localizadas no enrolamento do estator. Dentre a bibliografia pesquisada, identificou-se esse trabalho como sendo a primeira menção histórica da importância do sistema de ventilação interno para o comportamento térmico de uma máquina elétrica girante.

Um dos primeiros trabalhos a estudar a transferência de calor na região da cabeça de bobina foi elaborado por Schubert (1968). Seu objetivo foi investigar e compreender o processo de transmissão de calor da cabeça de bobina para o ar interno do motor, do ar interno para a tampa, e por último, da tampa para o ar externo. Dentre a bibliografia pesquisada, Schubert (1968) foi identificado como o primeiro autor a determinar que 80,0 % da energia térmica gerada no interior de um motor elétrico é dissipada pela região da carcaça e, conseqüentemente, a parcela restante é dissipada pela região das tampas.

A engenhosidade de Schubert fica evidente na elaboração do experimento para avaliar a transferência de calor na cabeça de bobina. Para direcionar a saída do fluxo de calor apenas pela direção axial, ou seja, apenas pelas tampas, o autor confeccionou uma carcaça e um pequeno pacote do estator em papelão, com apenas 10 mm de espessura. A inserção do papelão, no lugar das chapas de aço e da carcaça de ferro fundido, possui a função de eliminar o fluxo de calor na direção radial, forçando sua orientação pela direção axial. O enrolamento foi montado sobre o estator de papelão de forma a gerar uma cabeça de bobina com dimensões similares a de um motor IV pólos. Devido à pequena espessura do pacote do estator, o enrolamento era basicamente constituído pelas cabeças de bobina. As tampas

empregadas no experimento foram as mesmas utilizadas no motor padrão de mesmo porte. Em relação às aletas, foram testados três tipos distintos de largura: original, reduzida e alongada. Diferentes configurações do sistema de ventilação externo também foram testadas, mas deve-se ressaltar que a simetria foi mantida em todos os casos. A Fig. 2.1 ilustra o modelo usado no experimento de Schubert (1968).

A determinação da temperatura na bobina foi realizada pelo método da variação da resistência elétrica de um condutor em função da variação de sua temperatura. A temperatura do ar interno do motor foi determinada com o auxílio de um termômetro de resistência. Para determinar a elevação de temperatura nas tampas, foram usinadas estrias concêntricas para alojar fios finos de cobre que, posteriormente, foram cobertos com resina de poliéster permitindo, dessa forma, a determinação da elevação de temperatura nas tampas pelo método da variação da resistência elétrica.

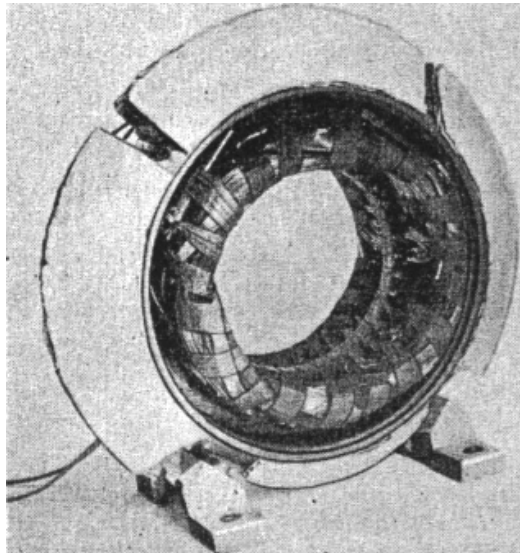


Figura 2.1 - Modelo experimental elaborado por Schubert (1968).

Fonte: Schubert (1968).

A metodologia de ensaio consistiu em acionar o rotor por uma máquina secundária e alimentar o enrolamento com corrente contínua. Após a estabilização térmica, foi determinada a temperatura na bobina (pelo método da variação da resistência elétrica), do ar interno (termômetro) e das tampas (pelo método da variação da resistência elétrica), uma vez que o fluxo de calor é proporcional às perdas Joule no estator. As perdas por atrito foram ignoradas e o coeficiente de convecção na região das tampas ou da cabeça de bobina foi determinado através de

$$h = \frac{P_j}{2 \cdot A \cdot \Delta T} \quad (2.1)$$

onde, h é o coeficiente de convecção, P_J corresponde às perdas Joule, A é área superficial e ΔT é a diferença de temperatura entre o fluido e a superfície em análise.

Schubert (1968) correlacionou os valores de coeficiente de convecção com o valor da velocidade periférica do rotor, uma vez que a velocidade do ar interno não foi determinada. Esse trabalho resultou na determinação de correlações de coeficiente de convecção em função da velocidade periférica do rotor e do ventilador externo.

O coeficiente de convecção da cabeça de bobina, B , para o ar interno, AI , determinado por Schubert (1968), é dado por

$$h_{B-AI} = 15 + 6 \cdot v_r^{0,9} \quad (2.2)$$

onde, v_r é velocidade periférica do rotor em m/s. Deve-se ressaltar que a unidade de saída dessa equação é $W/(m^2 \cdot K)$.

O coeficiente de convecção do ar interno, AI , para a tampa, TA , é dado por

$$h_{AI-TA} = 20 + 8,5 \cdot v_r^{0,7} \quad (2.3)$$

O coeficiente de convecção das tampas, TA , para o ar externo, AE , é dado por

$$h_{TA-AE} = 20 + 13,5 \cdot v_{ve}^{0,7} \quad (2.4)$$

onde, v_{ve} é a velocidade periférica do ventilador externo.

Em relação às Equações 2.2, 2.3 e 2.4, observa-se que se o expoente da velocidade for entendido como o expoente de um número de Reynolds característico, os valores de 0,7 a 0,9 correlacionam-se bem com o expoente de 4/5, típico do escoamento turbulento sobre placas planas. Embora o autor não mencione os valores de número de Reynolds dos experimentos, essa observação coloca esses experimentos em uma faixa na qual o processo de transferência de calor por efeitos turbulentos é dominante. Observa-se, no entanto, que o autor adicionou uma constante à dependência com a velocidade, sendo que essa não foi adequadamente explicada em seu trabalho. Todavia, acredita-se que a inclusão dessa constante tenha a função de representar as parcelas de transferência de calor por convecção natural e radiação, modelando a radiação com um coeficiente efetivo linearizado de transferência de calor, tornando o equacionamento válido, inclusive na condição de rotação nula.

Outro trabalho de cunho experimental foi desenvolvido por Oslejsek (1972), com base em um criativo experimento constituído basicamente por uma carcaça tubular, resfriada de

acordo com a necessidade, um sistema móvel de tampas e um rotor com anéis de curto e aletas, acionado por um motor elétrico de rotação variável. O enrolamento se diferenciava do padrão por ser relativamente curto na região compreendida entre as cabeças de bobina, uma vez que o pacote de chapas foi substituído por um pacote reduzido de lâminas de vidro. O pacote delgado de lâminas de vidro, conciliado ao arranjo simétrico das cabeças de bobina, visava garantir o direcionamento do fluxo térmico pela região da cabeça de bobina. A geração de calor na região da cabeça de bobina foi obtida com a alimentação do condutor por corrente contínua, resultando em uma fonte de calor por efeito Joule. A geometria estudada possuía dimensões similares a uma carcaça IEC 180 e os modelos testados correspondiam às polaridades de IV e VIII pólos, sendo que foram utilizados dois tipos de bobinagem para cada polaridade. A Figura 2.2 apresenta o experimento elaborado por Oslejsek (1972).

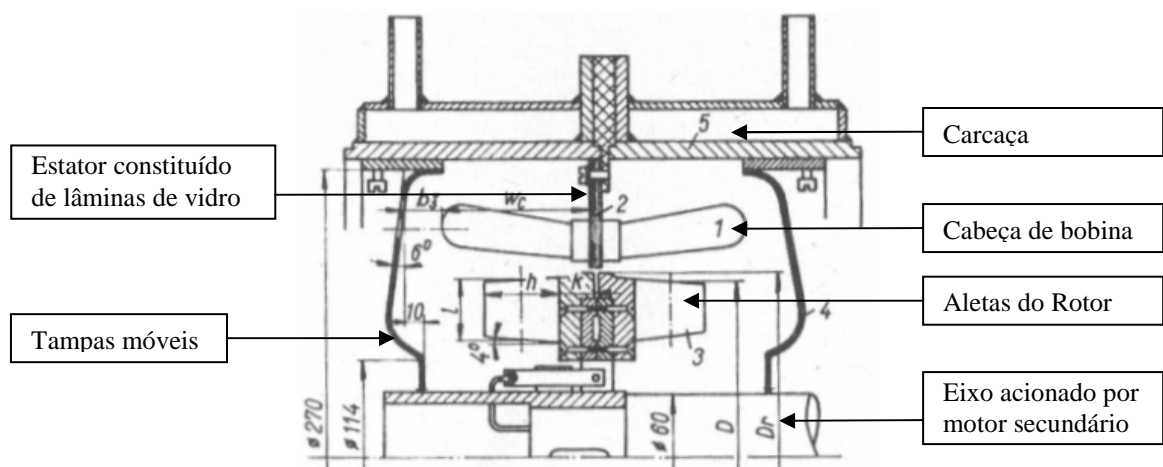


Figura 2.2 – Experimento elaborado por Oslejsek (1972).

Fonte: Oslejsek (1972)

O dispositivo recebeu ao todo 40 termopares, sendo que 10 mensuravam a temperatura do ar interno. Dentre esses, 5 moviam-se em conjunto com a tampa. A metodologia de ensaio utilizada por Oslejsek (1972) foi similar à adotada por Schubert (1968), diferenciando-se pelo fato da medição de temperatura pelo método da resistência ser comparado com os valores obtidos pelos termopares. Com base nos valores de temperatura na cabeça de bobina e do ar interno foi determinado o coeficiente de convecção nas superfícies das bobinas.

O autor também mediu a distribuição de velocidades de ar no interior do seu dispositivo com o auxílio de um anemômetro de fio quente. Com base nos resultados obtidos o autor esquematizou graficamente a distribuição da velocidade do ar nos planos radial (corte longitudinal) e tangencial (corte transversal), conforme apresentado na Figura 2.3. No plano radial, observa-se a existência de uma recirculação (componente v) na direção anti-horária e a passagem de ar através do enrolamento na cabeça de bobina. No plano tangencial, observam-se as velocidades mais elevadas (componente u) na região de saída das aletas do rotor.

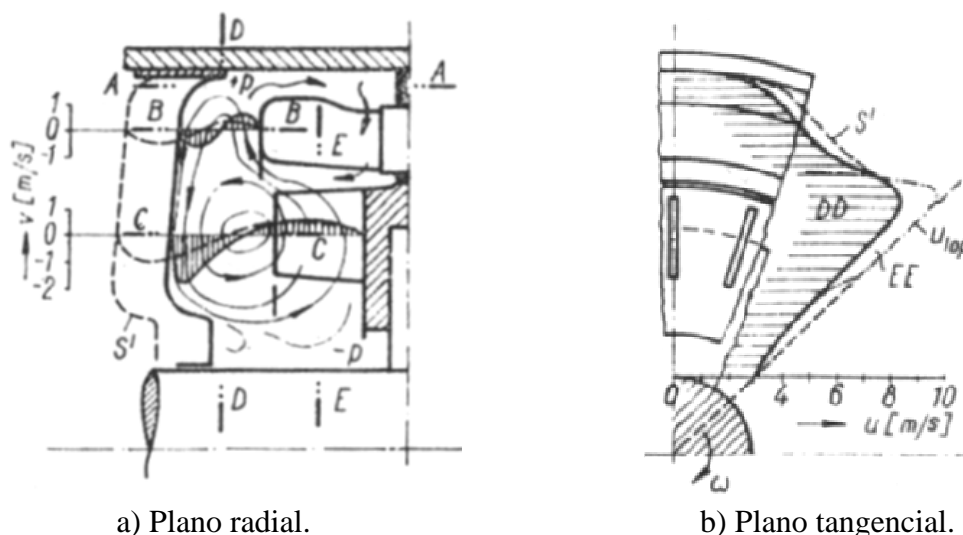


Figura 2.3 – Distribuição da velocidade do ar nos planos radial e tangencial.

Fonte: Oslejsek (1972)

Oslejsek (1972) também faz uma série de considerações matemáticas para chegar a um equacionamento que explicasse, de forma teórica, os dados obtidos a partir das medições de velocidade de ar. Todavia, o autor utilizou valores experimentais para ajustar alguns parâmetros de seu equacionamento, fator que acabou restringindo a aplicação desse equacionamento ao conhecimento prévio de parâmetros experimentais. O autor também propôs um equacionamento para a predição do coeficiente de convecção. Contudo, esse equacionamento utilizou constantes obtidas a partir dos resultados experimentais, que são distintas por polaridade e tipo de bobinagem. Segundo o próprio autor, esse equacionamento pode ser utilizado apenas para cabeças de bobina geometricamente semelhantes e com dimensões próximas às utilizadas nos experimentos.

Segundo Oslejsek (1972), a descoberta mais importante do seu trabalho foi que o formato do campo de velocidade não se modifica substancialmente com a variação da velocidade de rotação, mas a magnitude dos vetores velocidade, em todo o campo, aumentam proporcionalmente à velocidade periférica das aletas.

Pickering *et al* (1995) investigaram, de forma experimental, a transferência de calor na região da cabeça de bobina em um motor IEC 280 M, IV pólos, com enrolamento concêntrico, bobinas pré-formadas e sistema de ventilação interno composto por aletas do rotor, ventilador e dutos axiais na carcaça e no rotor. O objetivo dessa investigação foi avaliar a influência do sistema de enrolamento, concêntrico *versus* imbricado, sobre o comportamento térmico do motor. Os autores haviam aplicado a mesma metodologia previamente em um motor da mesma carcaça com enrolamento imbricado.

Para eliminar a condução de calor na direção radial, o estator e o rotor foram construídos com lâminas de fibra. A superfície das bobinas foi instrumentada com termopares

e fluxímetros ao longo de todo seu comprimento. Deve-se ressaltar que, devido ao fato do enrolamento ser constituído de bobinas pré-formadas, a instalação de fluxímetros torna-se aplicável.

A metodologia de ensaio adotada pelos autores assemelha-se à adotada por Schubert (1968), pois o motor principal foi acionado por um motor auxiliar e as bobinas consistiam da única fonte de geração de calor no interior do motor. Com base nos valores de temperatura, provenientes dos termopares, dos valores médios de temperatura do ar no interior do motor, e dos valores de geração de calor, foi possível determinar um coeficiente de convecção global para a cabeça de bobina. Posteriormente, esse valor foi comparado aos obtidos de forma direta pelos fluxímetros.

Como resultado de suas investigações Pickering *et al* (1995) concluíram que a transferência de calor na região da cabeça de bobina, em motores com enrolamento concêntrico, é maior do que para enrolamentos imbricados, na mesma carcaça. Essa conclusão foi reforçada pelo resultado da elevação de temperatura média no enrolamento, uma vez que foi observada uma redução de 6 °C no motor com enrolamento concêntrico. Outro dado experimental relevante foi a redução de 10 °C para 5 °C na diferença de temperatura entre a cabeça de bobina dianteira e a traseira, novamente a favor do enrolamento concêntrico. Também foi detectado que a temperatura superficial máxima foi reduzida de 30 °C para 15 °C na condição com enrolamento concêntrico. Os autores atribuem à melhora do comportamento térmico, no caso do motor com enrolamentos concêntricos, à grande irregularidade da cabeça de bobina obtida com o enrolamento concêntrico, fator que resulta no incremento do coeficiente de convecção nessa região, devido à maior instabilidade gerada no escoamento.

O uso da ferramenta de Dinâmica dos Fluidos Computacional, (*Computational Fluid Dynamics*, CFD), para avaliar o escoamento do ar no interior da cabeça de bobina de motores elétricos de indução foi pioneiramente introduzido por Lampard *et al* (1997). O trabalho descreve como a ferramenta de CFD pode ser utilizada para modelar o escoamento do ar e a transferência de calor no interior de um motor elétrico, auxiliando na compreensão do complexo padrão de escoamento do ar nessa região. Além disso, o trabalho apresenta uma série de sugestões para transformar o problema físico em um problema numérico, de forma a reduzir o tempo de processamento computacional. Dentre as sugestões apresentadas destaca-se a proposição de substituir a modelagem detalhada da região da cabeça de bobina pela consideração de que essa região pode ser modelada por uma superfície simples, com uma permeabilidade uniforme que impõe uma resistência à passagem do fluxo de ar, ou seja, considerar que a cabeça de bobina é um meio poroso. Todavia, esse método apresenta uma

desvantagem, pois a predição da transferência de calor na região da cabeça de bobina não pode ser realizada através dele.

Os autores propõem a utilização de uma malha não estruturada, uma vez que a malha estruturada apresentou dificuldades em descrever a geometria da cabeça de bobina, especialmente em função das formas curvas presentes nesse componente. Outro aspecto abordado pelos autores foi a utilização da condição de periodicidade para geometrias que possuem repetição cíclica. Essa abordagem também visa reduzir o tempo de simulação computacional.

A interação entre o domínio rotativo, região do rotor, com o domínio estacionário, região do estator, foi realizada com a técnica da malha móvel, ou *sliding mesh technique*, com base no trabalho de Rai (1985). A Figura 2.4 ilustra o conceito de domínio rotativo e estacionário adotado pelos autores.

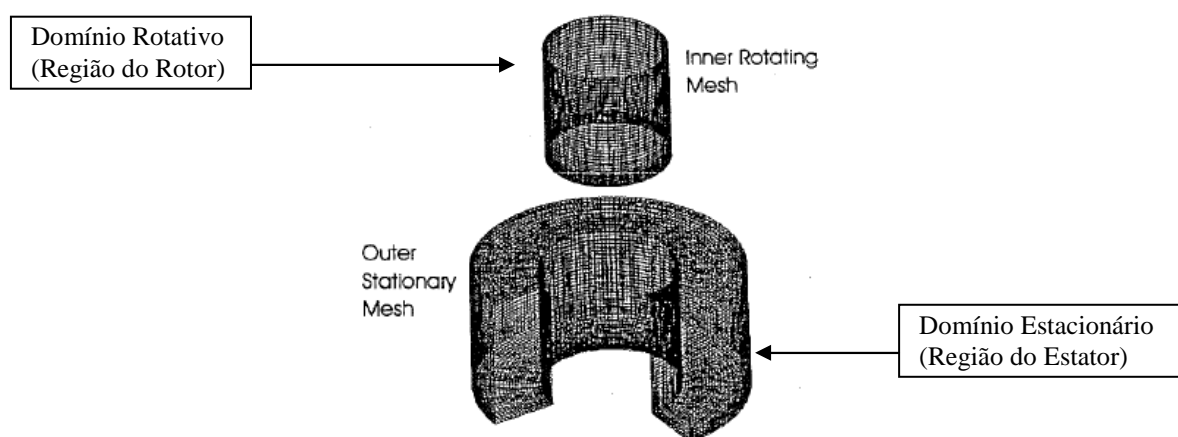


Figura 2.4 – Exemplo de domínio rotativo e estacionário adotado por Lampard *et al* (1997).

Fonte: Lampard *et al* (1997).

Lampard *et al* (1997) finalizam o trabalho confrontando resultados da simulação com medições. Foram apresentados valores de velocidades de ar obtidos no interior do motor na região da cabeça de bobina nas direções radial, tangencial e axial. Os resultados da simulação apresentaram boas correlações com as medições.

Mugglestone *et al* (1998) investigaram, de forma experimental e com o auxílio de CFD, o impacto da variação do espaçamento entre as bobinas pré-formadas do estator sobre o escoamento do ar na região da cabeça de bobina e a potência consumida pelo sistema de ventilação interno. O motivo dessa investigação estava relacionado ao fato do sistema de bobinagem, concêntrico ou imbricado, e outros fatores, afetarem diretamente a passagem de ar por entre as bobinas e, conseqüentemente, acabarem tendo impacto significativo sobre o comportamento térmico do motor. O objeto de estudo foi um motor de indução com rotor de barras de cobre soldadas. Esse tipo de motor possui algumas singularidades, pois as barras de cobre são inseridas uma a uma dentro do rotor e, posteriormente, um anel de cobre é soldado

na extremidade das barras para provocar o curto circuito entre as barras. No caso do motor avaliado pelos autores, além das aletas do rotor, existe um vão entre o anel de curto circuito e a chapa do estator, que resulta em uma espécie de ventilador radial de pás retas. A Figura 2.5 demonstra a composição do rotor estudado pelos autores.

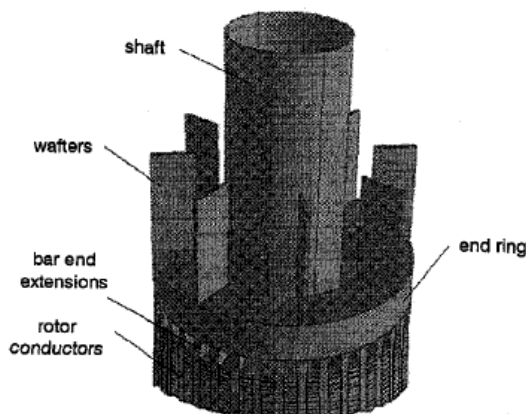


Figura 2.5 – Modelo numérico adotado por Mugglestone *et al* (1998).

Fonte: Mugglestone *et al* (1998).

Para simplificar o modelo, as cabeças de bobinas pré-formadas foram substituídas por barras retangulares, distribuídas em duas circunferências concêntricas. O número de barras foi variado, desde uma condição totalmente aberta, sem barras, até a condição totalmente fechada, na qual as barras formaram uma superfície inteiriça, sem aberturas para passagem de ar.

Para as simulações numéricas, os autores utilizaram o código comercial de CFD Fluent. O modelo de turbulência adotado foi o $k-\epsilon$, com esquema advectivo de segunda ordem e para a interação entre o domínio rotativo e o domínio estacionário foi adotada a técnica da malha móvel, ou *sliding mesh technique* (Lampard *et al*, 1997). Também foi considerada a condição de periodicidade em uma seção de 45° , resultando em um modelo com malha contendo cerca de 140.000 elementos.

Do ponto de vista experimental, os autores utilizaram um motor auxiliar para acionar o rotor do motor no qual foi realizado o estudo. Os valores de potência consumida pelo sistema de ventilação foram obtidos a partir desse motor.

A validação da simulação numérica foi baseada nos valores de velocidade de ar no interior do motor na região da cabeça de bobina nas direções radial, tangencial e axial. Os resultados apresentaram uma boa correlação quando comparados aos valores experimentais.

Mugglestone *et al* (1998) concluíram, com base nos dados experimentais e numéricos, que a abertura entre as bobinas para a passagem de ar tem impacto direto sobre o comportamento do escoamento de ar e a potência consumida pelo sistema de ventilação. O

escoamento do ar interno, em motores com pequeno espaçamento entre as bobinas, é caracterizado por:

- A maior parte da circulação do escoamento do ar está localizada sobre o rotor do sistema de ventilação interno;
- O escoamento do ar sobre e na região localizada atrás da cabeça de bobina ter baixas velocidades do ar;
- São observados baixos valores de potência consumida pelo sistema de ventilação;

Para motores com grandes espaçamentos entre as bobinas o escoamento do ar interno é caracterizado por:

- Incremento da circulação do fluxo do ar na região da cabeça de bobina;
- Incremento do fluxo do ar através e atrás da cabeça de bobina;
- Incremento da potência consumida pelo sistema de ventilação;
- As maiores velocidades do ar estarem localizadas em torno do ventilador e a parcela de recirculação sobre o rotor ser reduzida.

Mugglestone *et al* (1999a) avaliaram o escoamento de ar e a transferência de calor na região de cabeça de bobina de um motor com estator de bobinas pré-formadas, com o auxílio de CFD. Os dados obtidos das simulações foram posteriormente confrontados com dados experimentais.

A fase experimental foi realizada a partir de um dispositivo que representava apenas a região final do pacote de chapas (cabeça de bobina), as aletas do rotor, a tampa dianteira e a parcela correspondente à carcaça nessa região. Uma seção da região que representava a cabeça de bobina foi instrumentada com mini fluxímetros e termopares. A geração de calor no interior do motor foi obtida a partir da alimentação da suposta cabeça de bobina com corrente contínua, de forma a controlar precisamente a geração de calor.

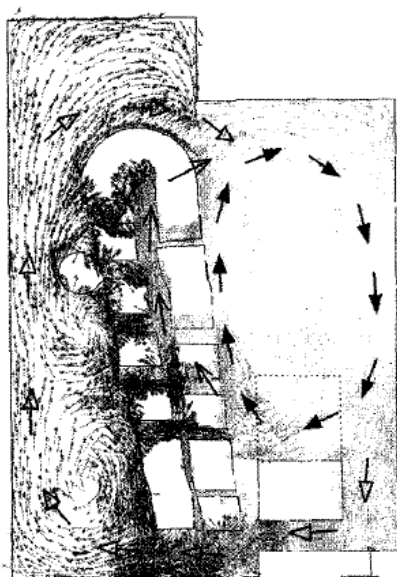
Do ponto de vista de simulação numérica, os autores utilizaram o código comercial de CFD Fluent e optaram pelo modelo de turbulência k- ϵ . Para a interação entre o domínio rotativo e o estacionário foi adotada a técnica da malha móvel (Lampard *et al*, 1997). Os autores se prevaleceram da simetria do problema e simularam apenas 1/8 da geometria. Como resultados da simulação detectaram, além do movimento principal de rotação do fluido de forma concêntrica com as aletas do rotor, um movimento secundário que tem sua natureza na atuação conjunta do movimento principal e do campo centrífugo. O trajeto percorrido pelo fluido consiste em uma parcela escoando através das aberturas da cabeça de bobina e outra entre a cabeça de bobina e a tampa.

O confronto dos dados experimentais com os resultados obtidos a partir da simulação numérica para o coeficiente de convecção, resultou em um erro da ordem de 20 % para o

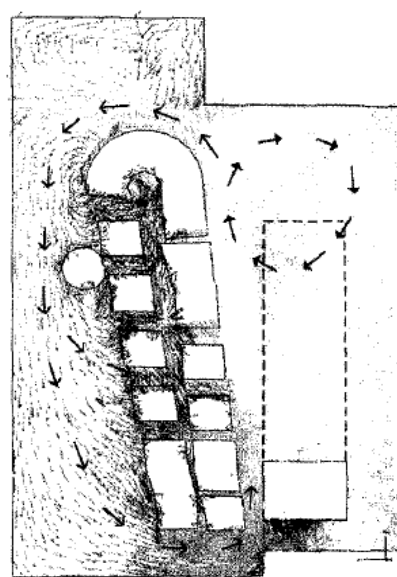
coeficiente global de convecção e 30 % para o coeficiente local de convecção. Ambos os resultados foram inferiores aos valores experimentais e apresentaram comportamento sistemático. Os autores atribuem o erro ao modelo de turbulência utilizado, $k-\varepsilon$, pois consideram que o modelo não é adequado para a situação.

Em trabalho posterior, Muggleston *et al* (1999b) avaliaram o comportamento do escoamento de ar e a transferência de calor na região da cabeça de bobina, diante da modificação do número e da largura das aletas do rotor. Foram testadas aletas com 50, 100 e 150 mm de largura e configurações com 2, 4 e 8 aletas. O estudo foi conduzido em um protótipo especial baseado em um motor II pólos de alta tensão. O estator do protótipo foi confeccionado com bobinas pré-formadas, a carcaça foi substituída por um cilindro e a tampa por um disco liso. Um condutor da bobina recebeu fluxímetros e termopares. A metodologia do ensaio foi a mesma adotada no trabalho realizado por Pickering *et al* (1995) que, por sua vez, assemelha-se à adotada por Schubert (1968).

Como resultado experimental, os autores detectaram um dado no mínimo curioso, pois à medida que a largura das aletas foi incrementada, o coeficiente de convecção global foi reduzido. Uma possível explicação para esse fato foi obtida posteriormente com o auxílio de CFD (Figura 2.6). Segundo os autores, as aletas com maior largura geram uma região de alta pressão, próxima à tampa, com intensidade suficiente para originar uma parcela de fluxo de ar contrária ao fluxo radial que atravessa a cabeça de bobina. Essas duas parcelas de fluxo de ar acabam encontrando-se na região posterior da base da cabeça de bobina, originando uma recirculação e, conseqüentemente, reduzindo a intensidade do fluxo de ar que passa através da cabeça de bobina.



a) Aleta com 50 mm de largura.



b) Aleta com 150 mm de largura.

Figura 2.6 - Influência da largura da aleta sobre o coeficiente de convecção global.

Fonte: Muggleston *et al* (1999b).

Com relação ao modelo numérico, Mugglestone *et al* (199a) utilizaram o código comercial de CFD Fluent, com o modelo de turbulência k- ϵ e malha não estruturada, sendo a interação entre o domínio rotativo e o domínio estacionário modelada pela técnica da malha móvel (Lampard *et al*, 1997). O recurso de periodicidade foi utilizado, sempre mantendo a coerência com o número de aletas utilizadas, por exemplo, para um caso de 8 aletas foi modelado apenas 45° do problema, gerando uma malha com cerca de 500.000 nós. A predição do coeficiente de convecção via CFD resultou em uma diferença da ordem de 20 %, similar aos resultados apresentados (Mugglestone *et al*, 1999a). Um dado mencionado pelos autores que deve ser destacado foi a ausência de convergência numérica para as configurações com largura de aleta entre 60 e 120 mm. Em relação à variação do número e da largura das aletas, o melhor resultado foi obtido para a configuração com 8 aletas de 50 mm de altura.

Os autores também avaliaram a redução da altura da aleta de 50 para 25 mm, em duas condições distintas. A primeira configuração consistiu em manter a distância entre a aleta e a cabeça de bobina, modificação que resultou em uma redução de 25 % no coeficiente de convecção. A segunda modificação consistiu em utilizar a redução da largura da aleta para simultaneamente afastar a aleta da cabeça de bobina, resultando em um afastamento de 25 mm em relação ao caso anterior. Essa modificação também resultou na redução do coeficiente de convecção na ordem de 40 %.

Os autores finalizaram o trabalho destacando algumas diferenças entre o modelo numérico e o modelo real que poderiam justificar a diferença encontrada na predição do coeficiente de convecção. Uma delas foi que, no modelo numérico foram adotados cantos agudos, ao invés dos arredondados, para os condutores que formam as bobinas. Essa consideração resultou em uma baixa estimativa do fluxo que penetra na cabeça de bobina e também diferenças no ponto de descolamento e retorno à superfície do fluxo de ar. Outra diferença apontada pelos autores foi o fato da perfeita simetria axial e periodicidade adotada na simulação não ter ocorrido no modelo real. Os autores fazem uma última ressalva, mencionado que a instrumentação de um único condutor pode conduzir a resultados equivocados. Mugglestone *et al* (1999b) concluíram que o a ferramenta de CFD previu de forma adequada o coeficiente de convecção. Ainda, os autores enfatizaram e destacaram a contribuição dessa ferramenta para compreender o comportamento do escoamento.

Micallef *et al* (2005) investigaram, com o auxílio de CFD, o comportamento do fluxo de ar na região da cabeça de bobina, em função da variação da forma geométrica dos condutores que constituem a cabeça de bobina em um grande motor de indução. Com o objetivo de simplificar a simulação, as bobinas pré-formadas foram substituídas por barras distribuídas em duas circunferências concêntricas. Foram avaliadas barras com seções

quadradas, circulares e quadradas com cantos arredondados. Os autores concluíram que os maiores valores de coeficiente de convecção foram obtidos para o modelo com seção quadrada, sendo que os outros dois formatos de seção transversal apresentaram valores de coeficiente de convecção similares.

Os autores também avaliaram a influência da variação da distância entre a cabeça de bobina e a tampa, e entre a cabeça de bobina e a carcaça, sobre o fluxo de ar e, conseqüentemente, sobre o coeficiente de convecção. Foi detectado que a redução da distância entre a cabeça de bobina e a tampa e o aumento da distância entre a cabeça de bobina e a carcaça resultaram na redução do coeficiente de convecção. Por outro lado, a modificação inversa, ou seja, a redução da distância entre a cabeça de bobina e a carcaça e o aumento da distância entre a cabeça de bobina e a tampa resultou no incremento do coeficiente de convecção.

Por fim, os autores investigaram o impacto da inclinação dos condutores em relação ao rotor. Sua conclusão foi que a transferência de calor na região da cabeça de bobina foi reduzida na ordem de 15 % para cada 5° de inclinação.

Micallef *et al* (2005) realizaram a investigação com o auxílio do código comercial de CFD Fluent. Os autores adotaram o modelo de turbulência k- ϵ e recorreram à periodicidade presente no modelo físico, resultando em um modelo numérico de apenas 45°. Como condição de contorno do ponto de vista térmico, foi prescrita a temperatura na bobina, 140 °C, e na região da tampa e da carcaça, 20 °C. A Figura 2.7 exemplifica o modelo com barras de seção circular e a condição de periodicidade.

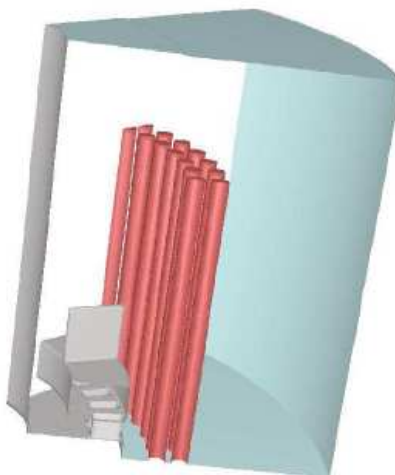


Figura 2.7 – Modelo com barras de seção circular, adotado por Micallef *et al* (2005).

Fonte: Micallef *et al* (2005)

Boglietti e Cavagnino (2006) avaliaram, de forma experimental, a influência do sistema de ventilação interno sobre a variação de temperatura do enrolamento de um motor de 11 kW, 380 V e 4 pólos. Com o intuito de reduzir a complexidade do problema e controlar de

forma precisa a geração de calor no interior do motor, os autores adotaram uma metodologia interessante: substituíram as lâminas do rotor e o rotor de alumínio por um rotor sólido de polímero, mas para manter o sistema de ventilação interna, fixaram os anéis de curto e aletas do rotor nas extremidades do rotor de polímero. O sistema de ventilação externa foi removido com o objetivo de simplificar a quantificação da troca térmica com o ambiente. Os enrolamentos da bobina foram ligados em série e alimentados com corrente contínua, dessa forma, a geração de calor no interior do motor restringe-se às perdas por efeito Joule nos enrolamentos e ao atrito nos rolamentos, sendo que esta última foi negligenciada pelos autores.

Os experimentos consistiram em alimentar o enrolamento da máquina principal com corrente contínua e acionar o rotor com o auxílio de uma máquina secundária, a qual possuía a flexibilidade de variar a sua faixa de rotação até 2400 rpm. Experimentos realizados, em diferentes velocidades de rotação, resultaram na redução de temperatura no enrolamento *versus* velocidade de rotação do rotor. Com base nestes dados, um modelo térmico simplificado foi elaborado e suas resistências térmicas foram calibradas. Os resultados obtidos com o modelo térmico simplificado foram retrabalhados e apresentados em forma de coeficiente de convecção, na região da cabeça de bobina, *versus* velocidade periférica do rotor. O objetivo do retrabalho foi comparar o modelo térmico simplificado, elaborado pelos autores, com os outros dados disponíveis na literatura. Os resultados obtidos pelos autores foram condizentes com trabalhos realizados por outros autores e demonstraram que a relação entre o coeficiente de convecção, na região das cabeças de bobina, é aproximadamente linear com a velocidade periférica do rotor, como demonstrado anteriormente por Schubert (1968). Os estudos foram realizados sobre um motor de 11 kW, 380 V e 4 pólos.

Por fim, com base nos trabalhos localizados na fase de revisão bibliográfica, deve-se ressaltar que a complexidade do escoamento do ar na região da cabeça de bobina é consenso entre esses trabalhos. A adoção de simplificações, tanto do ponto de vista experimental quanto do ponto de vista numérico, ainda é importante para tornar possível a avaliação dos campos de velocidade e de outras grandezas associadas ao escoamento de ar nessa região. Resta como desafio de engenharia, adotar simplificações e considerações sem descaracterizar a física do problema e, ao mesmo tempo, realizar os experimentos e simulações de forma criteriosa, conhecendo as potencialidades e limitações das técnicas disponíveis.

Do ponto de vista experimental, os trabalhos realizados por Luke (1923), Schubert (1968), Oslejssek (1972), Pickering *et al* (1995) e Boglietti e Cavagnino (2006) forneceram informações e orientações extremamente úteis para a concepção e confecção do dispositivo experimental adotado neste trabalho. Normalmente, as simplificações propostas pelos autores,

eliminam a capacidade do motor de produzir o movimento de rotação do rotor. Como solução para esse problema os autores utilizaram um motor auxiliar, que resulta em um meio de determinação da potência consumida pelos sistemas de ventilação. Embora, este trabalho represente a primeira fase de um estudo detalhado sobre o movimento do ar no interior de um motor elétrico de indução totalmente fechado e a transferência de calor na região da cabeça de bobina não seja considerada nesta fase, deve-se destacar a metodologia adotada de utilizar o efeito Joule conciliado à alimentação por corrente contínua para obtenção de uma fonte de energia térmica controlável, variável e ao mesmo tempo com localização conhecida.

Os trabalhos numéricos realizados por Lampard *et al* (1997), Mugglestone *et al* (1998), Mugglestone *et al* (1999a), Mugglestone *et al* (1999b) e Micallef *et al* (2005) fornecem orientações que abrangem simplificações geométricas e técnicas de modelamento. Dentre essas, ressalta-se a utilização do conceito de periodicidade com o objetivo de reduzir o tempo de processamento. Deve-se destacar também o pioneirismo de Lampard *et al* (1997) e a seqüência de trabalhos de Mugglestone e outros co-autores, especialmente pelos excelentes resultados obtidos através das considerações que tornaram possível a resolução numérica diante das restrições computacionais disponíveis na época de realização dos trabalhos.

A seguir, descreve-se a fase experimental deste trabalho, onde se aborda a concepção e execução do dispositivo experimental e, também, a metodologia de ensaios utilizada.

CAPÍTULO 3

3 EXPERIMENTOS

A fase experimental foi concebida com o objetivo de fornecer dados para auxiliar na fase de avaliação e ajuste da simulação numérica. O ponto de partida foi a realização de simulações numéricas preliminares, tanto do escoamento externo como do escoamento interno. Essas simulações foram realizadas com o objetivo de fornecer uma avaliação prévia dos escoamentos e resultaram em parâmetros de direcionamento para a confecção do dispositivo experimental. Pode-se afirmar que as simulações preliminares revelaram-se extremamente importantes e os resultados provenientes dessas influenciaram significativamente todo o processo de concepção do dispositivo.

O resultado da avaliação preliminar foi um dispositivo experimental que recorreu ao uso de geometrias simplificadas e, principalmente, dos conceitos de periodicidade e simetria. A preocupação com as simplificações geométricas justificou-se pelo propósito de reduzir ou atenuar eventuais dúvidas relacionadas à fidedignidade do processo de transposição da geometria do domínio físico para o domínio numérico.

Os parâmetros obtidos experimentalmente, tanto para o escoamento de ar externo como para o escoamento de ar interno, foram a potência consumida pelos sistemas de ventilação e a velocidade do ar em determinadas regiões.

Todos os experimentos foram realizados no Laboratório de Pesquisas Mecânicas do Departamento de Pesquisa e Desenvolvimento do Produto da WEG Equipamentos Elétricos S.A. – Motores, no mês de abril de 2007.

3.1 Objeto de Estudo

O objeto de estudo foi um dispositivo experimental fundamentado em um motor da carcaça IEC 225 S/M. Esse dispositivo foi especialmente confeccionado para este trabalho e seus componentes receberam uma série de modificações geométricas em relação aos componentes do motor padrão da mesma carcaça. As principais características desse dispositivo são apresentadas a seguir.

3.1.1 Cabeças de Bobina e Estator

Dentre os componentes que constituem um motor elétrico, o emaranhado de fios de diferentes bitolas, agrupados em espiras e posteriormente em bobinas, conciliados ao sistema de isolamento e aos cabos de ligação do motor, resultam em uma superfície com alto grau de complexidade na região da cabeça de bobina, conforme ilustrado nas Figuras 1.3, 1.4 e 1.5. A superfície da cabeça de bobina é caracterizada por irregularidades, descontinuidades, aberturas de diferentes dimensões, e por uma forte ausência de simetria, características que

tornam inviável a sua representação minuciosa em um programa de *Computer Aided Design* (CAD), sendo que esse serve de agente de transposição da geometria do domínio físico para o domínio numérico.

Apesar das dificuldades geométricas mencionadas anteriormente, foi realizada uma tentativa de modelar a cabeça de bobina com o máximo de fidelidade a sua forma física. A metodologia adotada consistiu no mapeamento de algumas seções transversais da cabeça de bobina, com o auxílio de uma máquina de medição de coordenadas tridimensional. Ao todo, foram mapeadas sete seções transversais, defasadas equidistantemente em 10°. Os resultados foram tratados, convertidos de coordenadas polares para retangulares, e inseridos no programa de CAD SolidWorks 2006. A geometria obtida confirmou a expectativa inicial, resultando em uma forma geométrica de alto grau de complexidade, fato que inviabilizou a continuidade da transposição da geometria do domínio físico para o domínio numérico. A geometria obtida através dessa metodologia é apresentada na Figura 3.1, sendo que as linhas na cor verde representam as seções mapeadas.

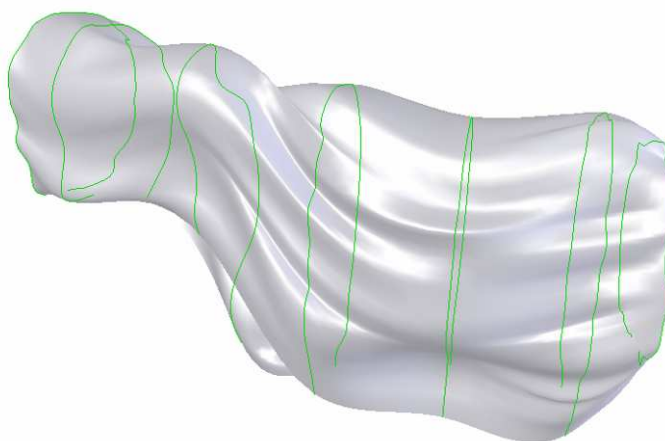


Figura 3.1 – Geometria obtida a partir de dados da máquina de medição tridimensional.

A dificuldade de modelar exatamente a geometria superficial da cabeça de bobina mostrada na Figura 3.1, determinou o desenvolvimento do dispositivo experimental. Como a região da cabeça de bobina era a região de maior interesse, foi necessário o desenvolvimento de um dispositivo com forma geométrica e superficial definida e principalmente, de fácil representação dentro do programa de CAD. Optou-se então por produzir um conjunto de cabeças de bobina em madeira com geometria similar a da cabeça de bobina real, mas com uma superfície inteiriça. O resultado foi uma cabeça de bobina sólida, similar à gerada pelo sistema de bobinagem imbricado (Figura 1.3), e sem irregularidades superficiais. O dispositivo foi confeccionado em madeira (Figura 3.2) e deve-se observar que a forma geométrica da cabeça de bobina consiste basicamente de um sólido de revolução e a região central do estator, pacote de chapas, foi eliminado. Esse fato é extremamente importante, pois

contribui significativamente para a simplificação geométrica, tornando viável a utilização de considerações de simetria e periodicidade durante o processo de simulação numérica.



Figura 3.2 – Estator especial, confeccionado em madeira.

Na superfície compreendida entre o diâmetro externo da cabeça de bobina e a região que fica em contato com a carcaça foram instalados 3 termopares tipo T, bitola AWG 32, defasados de 120° entre si, em cada uma das cabeças de bobina. A finalidade desses termopares é auxiliar na quantificação da conversão de energia mecânica em energia térmica.

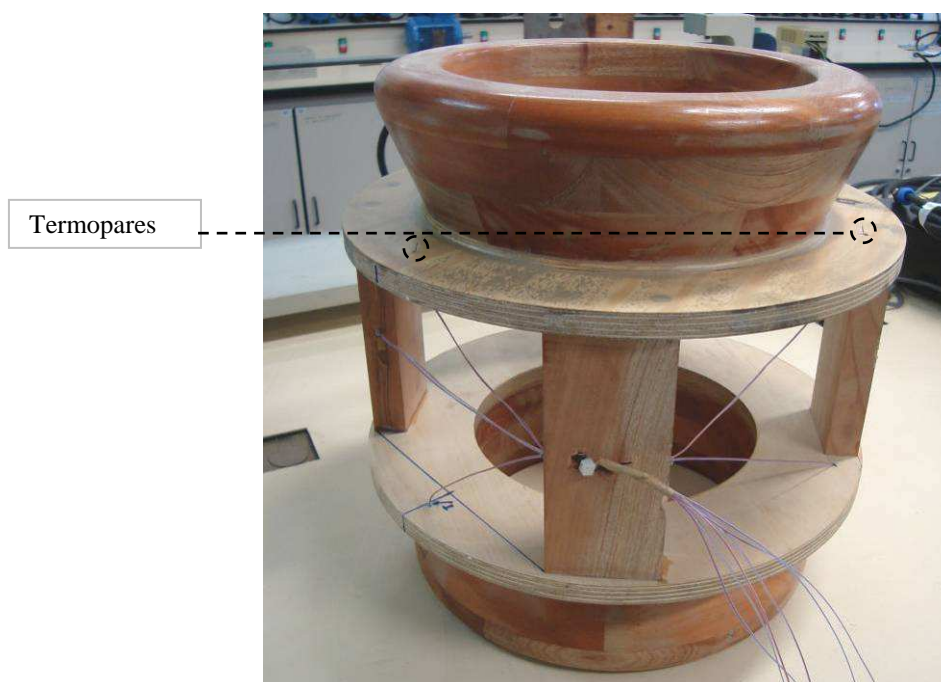


Figura 3.3 - Posicionamento dos termopares no estator especial.

3.1.2 Carcaça

A carcaça utilizada nestes experimentos difere da carcaça padrão pelo fato de não possuir caixa de ligação. Esse diferencial impacta no escoamento de ar externo, por tornar a carcaça praticamente simétrica, com exceção do quadrante inferior, por causa da presença dos pés. A região interna também se torna periódica por eliminar a região de passagem dos cabos.

No escoamento externo, a caixa de ligação afasta o escoamento da superfície do motor, por bloquear a passagem do fluxo de ar logo na região da saída da defletora. A remoção da caixa de ligação torna possível assumir que o quadrante superior representa o escoamento de ar sobre a carcaça. Na Figura 3.4, pode-se observar as diferenças entre a carcaça especial, utilizada neste trabalho, caracterizada pela simetria externa e a periodicidade interna, e uma carcaça normal de produção em série.



a) Carcaça especial – lateral direita.



b) Carcaça especial – lateral esquerda.



c) Carcaça padrão – lateral direita.



d) Carcaça padrão – lateral esquerda.

Figura 3.4 – Carcaça especial confeccionada sem caixa de ligação.

3.1.3 Tampas e Anéis de Fixação

A tampa traseira também possui características especiais. Do lado externo, os três reforços que unem os pontos de fixação das castanhas de usinagem ao alojamento do rolamento foram removidos, resultando em uma superfície inteiriça e sem descontinuidades (Figura 3.5).



a) Tampa traseira padrão.



b) Tampa traseira especial.

Figura 3.5 – Tampa traseira especial.

Uma avaliação detalhada da Figura 3.5 permite observar que os pontos de fixação das castanhas de usinagem resultam em rebaixos na superfície externa da tampa, contudo, essas regiões são necessárias para realizar o processo de usinagem da tampa. Rebaixos similares aos das castanhas de usinagem na tampa são encontrados no anel de fixação dos rolamentos, mas, nesse caso, a função principal é alojar os parafusos que fixam o anel à tampa.

Os rebaixos, tanto os localizados na tampa quanto os localizados no anel de fixação, embora tenham geometrias relativamente simples, representam um ônus computacional, uma vez que sua discretização adequada exige o refino da malha nessa região. Para contornar esse problema, durante a fase de ensaios, essas regiões foram cobertas com massa de calafetar, conforme pode ser observado na Figura 3.6.



Figura 3.6 – Detalhe da utilização de massa de calafetar na tampa e no anel de fixação.

Essas modificações foram realizadas com objetivo de simplificar a etapa de simulação, tendo em vista que, na maioria das vezes, a discretização de pequenos detalhes na geometria requer um elevado custo computacional e sua contribuição pôde ser negligenciada na fase numérica, uma vez que a mesma foi suprimida na fase experimental.

Finalmente, deve-se mencionar que, por uma questão de economia computacional, a tampa dianteira do dispositivo experimental foi substituída por uma tampa traseira especial, conforme detalhado anteriormente, ou seja, foram utilizadas tampas idênticas na região dianteira e traseira do dispositivo. Essa opção justifica-se pela complexa geometria da tampa dianteira padrão, pois sua superfície é constituída essencialmente por aletas, conforme pode ser observado na Figura 3.7.



Figura 3.7 – Tampa dianteira padrão.

3.1.4 Rotor

O rotor engaiolado padrão (Figura 1.7) foi substituído por um rotor cambiável que possui a função principal de permitir a avaliação experimental da modificação do número, posição radial, largura e altura das aletas do sistema de ventilação interno. Esse rotor também é caracterizado pela remoção da região do pacote de chapas e por ser constituído apenas por dois discos, que representam as extremidades das faces de um rotor padrão (Figura 1.7). Cada um desses discos é subdividido em um disco principal, no qual são fixadas as aletas do rotor e um disco secundário, com a função de atenuar os efeitos de dissipação por atrito viscoso na face posterior à face de fixação das aletas. O disco secundário possui a função de minimizar a interação do fluido com o os furos de alojamento dos parafusos de fixação das aletas com o ar, durante o movimento de rotação do rotor. A Figura 3.8 apresenta os principais componentes do rotor cambiável.

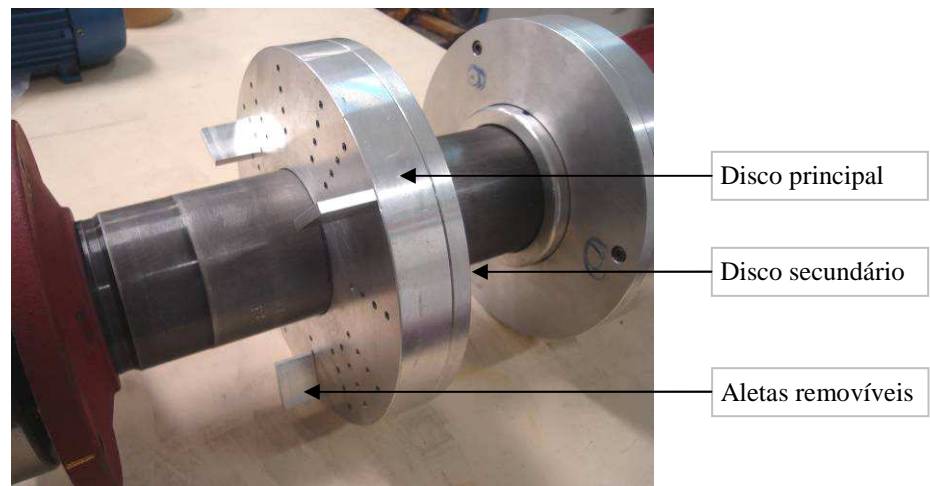


Figura 3.8 – Rotor cambiável, com sistema intercambiável de aletas.

A confecção dos componentes do rotor cambiável em alumínio justifica-se pelo fato do alumínio não sofrer aquecimento por indução eletromagnética, uma vez que em etapa posterior a este trabalho, esse rotor será utilizado para testes envolvendo transferência de calor. Nesses testes, a geração de calor será dada a partir das cabeças de bobina, de forma análoga à metodologia adotada por Schubert (1968) e, devido a sua localização em relação às cabeças de bobina, os discos são susceptíveis ao aquecimento por indução eletromagnética, resultando em uma fonte não desejada de energia térmica.

3.1.5 Tampa Defletora

A principal modificação na tampa defletora deve-se à substituição da grade entrada de ar por uma abertura circular de diâmetro de 308 mm. A representação numérica da grade de entrada de ar é viável, uma vez que sua geometria é bem definida, contudo, o custo computacional é extremamente elevado, pois é necessária uma malha refinada e com uma grande quantidade de nós entre os elementos que constituem a grade de entrada de ar. Na Figura 3.9 pode-se observar as diferenças entre a tampa defletora padrão e a adotada neste trabalho.



a) Tampa defletora padrão.



b) Tampa defletora especial.

Figura 3.9 – Diferença entre a tampa defletora padrão e a especial.

3.1.6 Mancais

Foram utilizados rolamentos de carreira única de esferas, sem blindagem e com folga C3, características que correspondem à especificação de rolamento 6314-C3, padrão para essa carcaça. Um diferencial associado aos rolamentos foi a quantidade de graxa aplicada, uma vez que essa foi reduzida de 70 g para apenas 5 g. Essa consideração visa minimizar a influência dos efeitos por dissipação viscosa e também o impacto da elevação de temperatura, por menor que seja, sobre a viscosidade cinemática da graxa.

3.1.7 Dispositivo Experimental

Uma vista geral, externa e interna, do dispositivo experimental montado é apresentada na Figura 3.10. Na vista externa é possível observar a carcaça especial e a substituição da tampa dianteira pela tampa traseira especial. Na vista interna pode-se observar o rotor cambiável montado e a cabeça de bobina confeccionada em madeira.



a) Vista externa.



b) Vista interna.

Figura 3.10 - Vista geral do dispositivo experimental montado.

3.2 Escoamento de Ar na Região Externa da Carcaça

Diante das modificações geométricas nos componentes que constituem o dispositivo experimental, a avaliação do escoamento externo é abrandada. Conforme mencionado anteriormente, todas essas modificações possuem basicamente dois objetivos, simplificar o modelo computacional, recorrendo-se aos recursos de simetria e periodicidade, e do ponto de vista experimental, especificamente no escoamento externo, admitir que o escoamento no quadrante superior da carcaça represente o comportamento do escoamento de ar nos demais quadrantes da carcaça.

A metodologia adotada para a determinação da velocidade do ar entre as aletas da carcaça, no quadrante superior, será detalhada nos tópicos a seguir.

3.2.1 Instrumentação

A medição da velocidade do ar nos canais formados entre as aletas da carcaça, foi realizada com o auxílio de um anemômetro de fio quente TSI, modelo 8465 (Figura 3.11). Uma característica singular desse anemômetro é a ausência do encapsulamento para a proteção do sensor de medição, fator que minimiza a influência do anemômetro no escoamento. Essa característica é fundamental para esse tipo de medição, pois a distância entre as aletas, para a carcaça em questão, é de no máximo 18 mm. Nesse caso, a utilização de um anemômetro com sistema de encapsulamento impactaria na redução da seção transversal do canal formado entre as aletas, podendo resultar em um valor de velocidade de ar levemente superior ao valor encontrado na ausência do sensor de medição. Outra singularidade desse anemômetro é que a velocidade do ar medida corresponde à resultante de todas as componentes de velocidade do ar que incidem sobre o sensor do anemômetro.

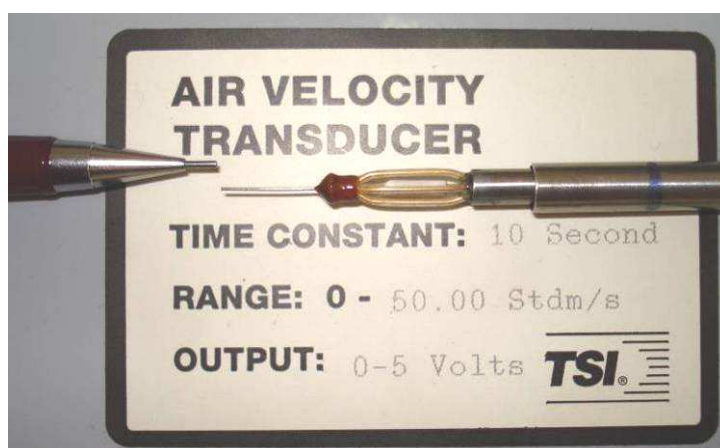


Figura 3.11 – Anemômetro de fio quente, TSI, modelo 8465.

3.2.2 Sistema de Medição e Aquisição de Dados

O anemômetro adotado para as medições é extremamente sensível e a sua utilização de forma manual é praticamente inviável, em função do risco de danos ao instrumento e também devido à dificuldade de posicionamento. Para auxiliar no processo de medição e minimizar as chances de danificar o instrumento, um sistema automatizado de medição foi desenvolvido. Basicamente, um robô Isel, modelo Scara IS-600, com quatro eixos, foi adaptado para permitir a fixação do anemômetro de fio quente na extremidade de seu braço. O programa original do robô foi modificado, de forma a converter o sistema de orientação, de coordenadas polares para coordenadas cartesianas. A aquisição de dados foi automatizado com o auxílio de uma placa da *National Instruments* e um programa desenvolvido em linguagem *LabView*. Esse programa, além de ser responsável pela aquisição de dados, também gerencia e controla o número de pontos de medição, a taxa de aquisição e o tempo de medição em cada ponto.

A Figura 3.12 apresenta uma visão geral dos equipamentos envolvidos no experimento de determinação da velocidade do ar no escoamento externo. O primeiro computador gerencia o robô, repassando as coordenadas de posicionamento do anemômetro para o robô. O segundo computador recebe um sinal do primeiro computador, indicando que o anemômetro está na posição de medição, e o processo de aquisição de dados é iniciado. O tempo de medição é previamente especificado e, uma vez que esse é atingido, o segundo computador fornece um sinal para o primeiro computador, solicitando que ele posicione o anemômetro no próximo ponto de medição. Esse processo é repetido até que todos os pontos especificados sejam medidos.



Figura 3.12 – Sistema de medição da velocidade de ar nas aletas da carcaça.

Ainda em relação a Figura 3.12, pode-se observar a presença de um tacômetro ótico. Esse instrumento foi utilizado durante o ensaio com o objetivo de monitorar e manter a rotação do motor dentro da faixa especificada.

3.2.3 Pontos de Medição

Ao todo foram medidos 52 pontos, provenientes de 13 canais e 4 seções de medição. A Figura 3.13 exemplifica os canais formados pelas aletas, sendo que a velocidade do ar foi medida em cada um dos 13 canais da parte superior da carcaça. Na mesma figura também é possível observar que, por segurança, manteve-se como padrão um afastamento da ordem de 10 mm, da extremidade do anemômetro à superfície da carcaça.

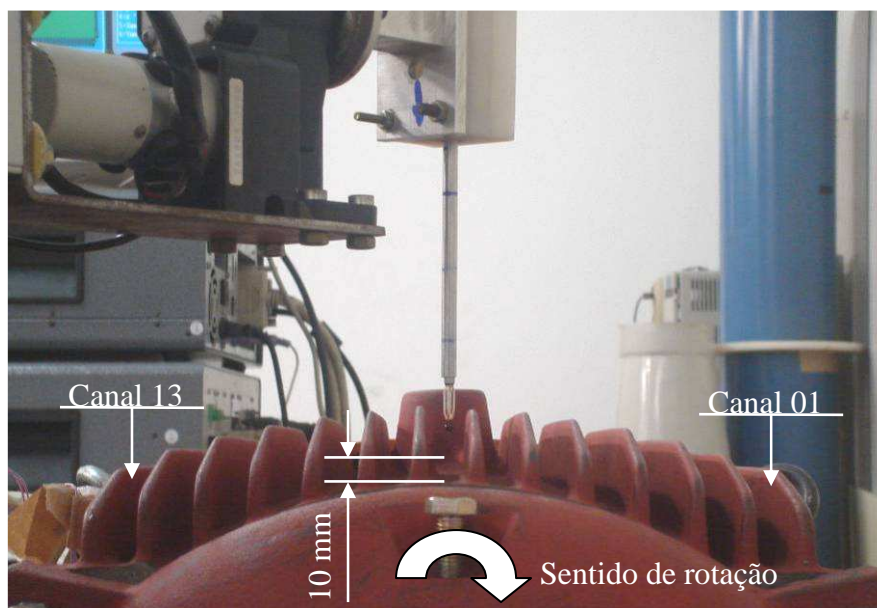


Figura 3.13 – Canais de medição. Imagem obtida a partir da região dianteira do motor.

As seções de medição foram espaçadas de forma equidistante ao longo do comprimento da carcaça. O primeiro plano de medição foi posicionado a 50 mm em relação à saída da defletora. Os demais planos foram afastados entre si de 100 mm. A Figura 3.14 apresenta o posicionamento dos planos e também os respectivos afastamentos, adotando como referência a saída da defletora.

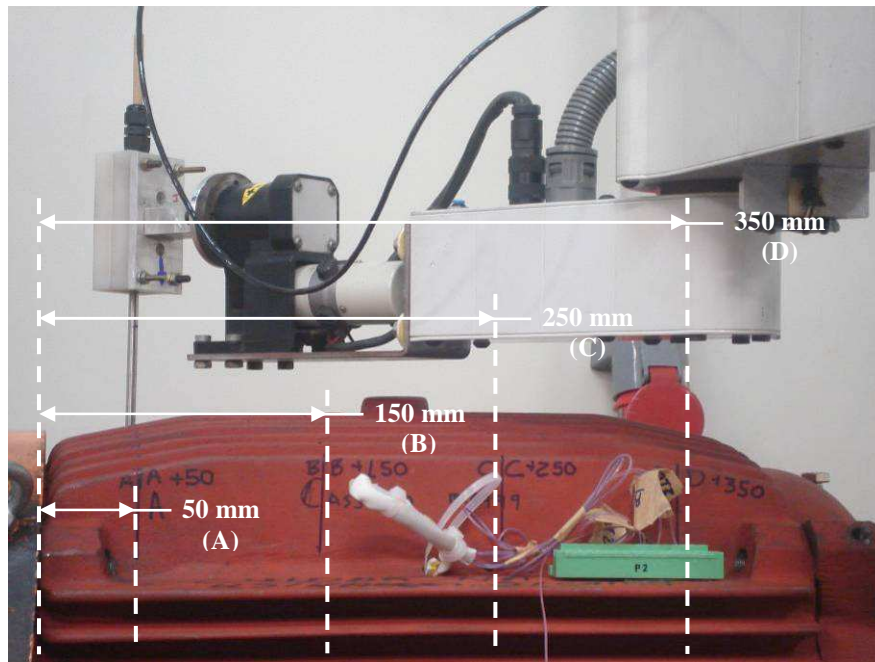


Figura 3.14 – Seções de medição.

O tempo de medição em cada ponto foi de 5 s, sendo que o tempo de resposta do anemômetro é de 0,2 s (TSI, 2002), ou seja, a velocidade de ar em cada ponto foi obtida através de uma média de 25 leituras.

3.2.4 Repetição das Medições

A medição da velocidade de ar para a rotação de 1200 rpm foi repetida três vezes, com o objetivo de verificar a variação dessa grandeza entre as medições. De forma geral os valores medidos apresentaram uma boa correlação, resultando em pequenas variações da velocidade do ar, conforme pode ser observado na Figura 3.15. Essa figura apresenta os dados provenientes da “seção A”, localizada a 50 mm de distância em relação à saída da defletora. Essa seção foi a que apresentou maior variação quando foram confrontados os valores obtidos das três medições.

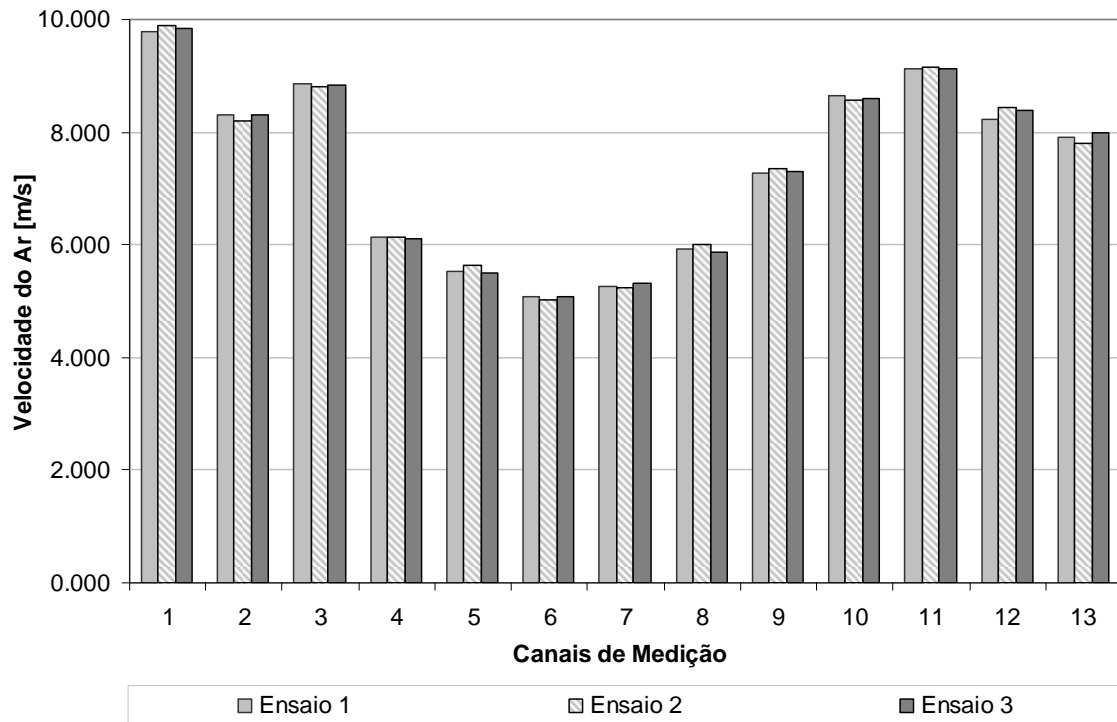


Figura 3.15 – Verificação da repetição das medições. Seção A [+ 50 mm]

3.3 Escoamento do Ar Interno na Região da Cabeça de Bobina

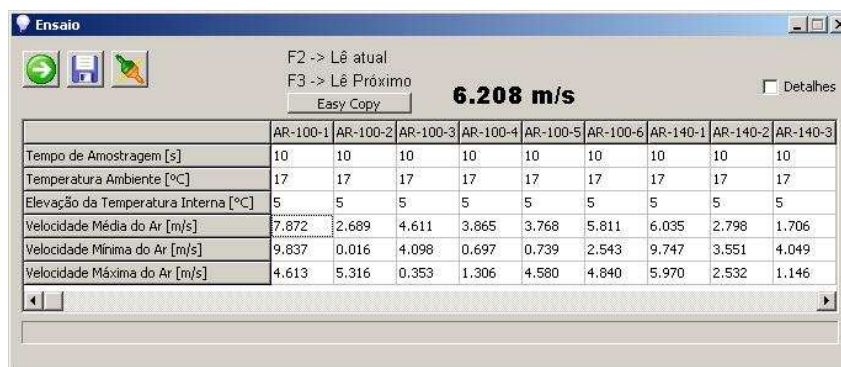
A metodologia adotada para a determinação da velocidade do ar na região da cabeça de bobina será detalhada nos tópicos a seguir.

3.3.1 Instrumentação

A determinação da velocidade do ar no interior do motor foi realizada com o auxílio de um anemômetro de fio quente TSI, modelo 8465 (Figura 3.11). Deve-se recordar que esse anemômetro não possui encapsulamento e que a velocidade medida corresponde à resultante de todas as componentes de velocidade do ar que incidem sobre o sensor do anemômetro.

3.3.2 Sistema de Medição e Aquisição de Dados

Para auxiliar o processo de aquisição de dados foi desenvolvido um programa em linguagem C++, sendo que a comunicação entre o anemômetro e o programa foi realizada por intermédio de uma placa de aquisição de dados do fabricante *National Instruments*. Esse programa permite a especificação do tempo de amostragem e fornece como dado de saída a média da velocidade do ar e os valores máximos e mínimos de velocidade do ar durante o intervalo de medição para cada ponto de medição. Para todas as medições da velocidade do ar na região da cabeça de bobina foi adotado um tempo de amostragem da ordem de 10 s. A Figura 3.16 apresenta a interface gráfica do programa desenvolvido.



Ensaio

F2 -> Lê atual
F3 -> Lê Próximo
Easy Copy

6.208 m/s ☐ Detalhes

	AR-100-1	AR-100-2	AR-100-3	AR-100-4	AR-100-5	AR-100-6	AR-140-1	AR-140-2	AR-140-3
Tempo de Amostragem [s]	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Temperatura Ambiente [°C]	17	17	17	17	17	17	17	17	17
Elevação da Temperatura Interna [°C]	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Velocidade Média do Ar [m/s]	7.872	2.689	4.611	3.865	3.768	5.811	6.035	2.798	1.706
Velocidade Mínima do Ar [m/s]	9.837	0.016	4.098	0.697	0.739	2.543	9.747	3.551	4.049
Velocidade Máxima do Ar [m/s]	4.613	5.316	0.353	1.306	4.580	4.840	5.970	2.532	1.146

Figura 3.16 – Interface gráfica do programa de aquisição da velocidade do ar interna.

3.3.3 Pontos de Medição

Para permitir a medição da velocidade do ar no interior do motor elétrico tornou-se necessária a realização de alguns furos na carcaça e na tampa traseira, abrangendo as direções radial e axial. O posicionamento desses furos e, conseqüentemente, das posições de medição são detalhados a seguir.

Direção Radial

Na direção radial foram realizadas medições em duas posições. A primeira foi localizada a 5 mm em relação à extremidade da carcaça e foram obtidos valores de velocidades do ar em seis pontos distintos ao longo dessa direção. Essa posição de medição será referenciada ao longo do trabalho como RD-05. A Figura 3.17 exemplifica alguns pontos de medição nessa posição.

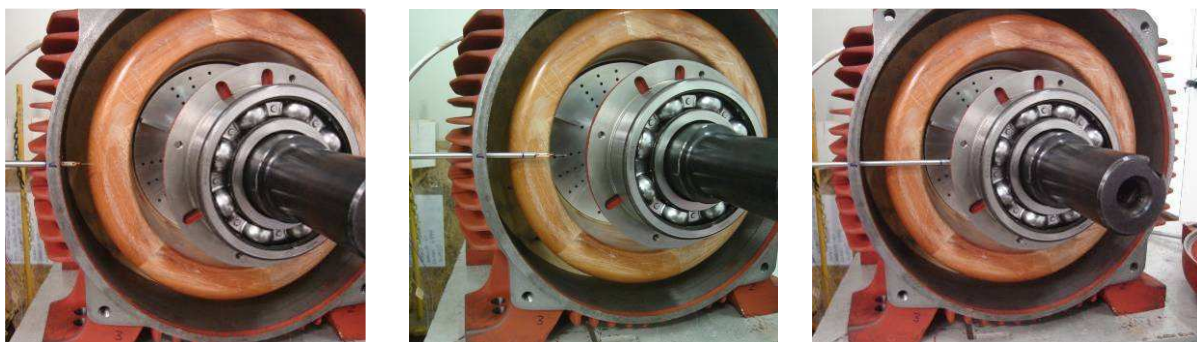


Figura 3.17 – Exemplo de pontos de medição na direção radial RD-05.

Na segunda posição de medição na direção radial, o anemômetro foi localizado a 95 mm em relação à extremidade da carcaça, e devido à proximidade do seu sensor com a cabeça de bobina, a velocidade do ar foi medida em apenas um ponto. Essa posição de medição será referenciada ao longo do trabalho como RD-095 (Figura 3.18).

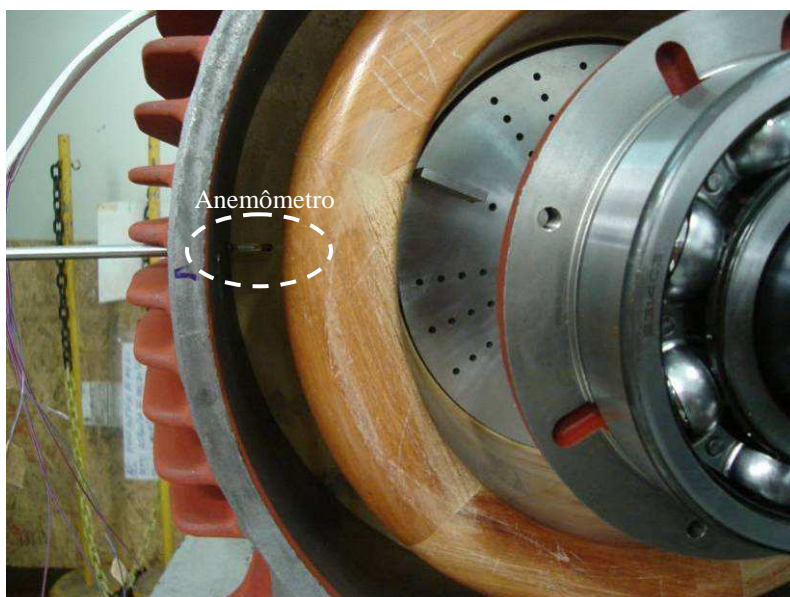


Figura 3.18 – Localização do anemômetro na posição de medição RD-95.

Direção Axial

Na direção axial também foram realizadas medições em duas posições, uma localizada no raio de 100 mm e outra localizada no raio de 140 mm, sendo que ambos os raios têm como referência o centro geométrico da tampa. No raio de 100 mm foram adquiridos valores de velocidades do ar em seis pontos distintos, sendo que essa posição de medição será referenciada como AR-100. Para o raio de 140 mm foram realizadas medições em quatro pontos distintos, e essa será referenciada como AR-140 (Figura 3.19).



Figura 3.19 - Posições de medição na direção axial.

A Figura 3.20 apresenta uma vista em corte do dispositivo experimental, que permite visualizar a região da cabeça de bobina e também as regiões internas nas quais a velocidade de ar foi mapeada pelo anemômetro de fio quente, que são representadas na figura por pequenos volumes de controle.

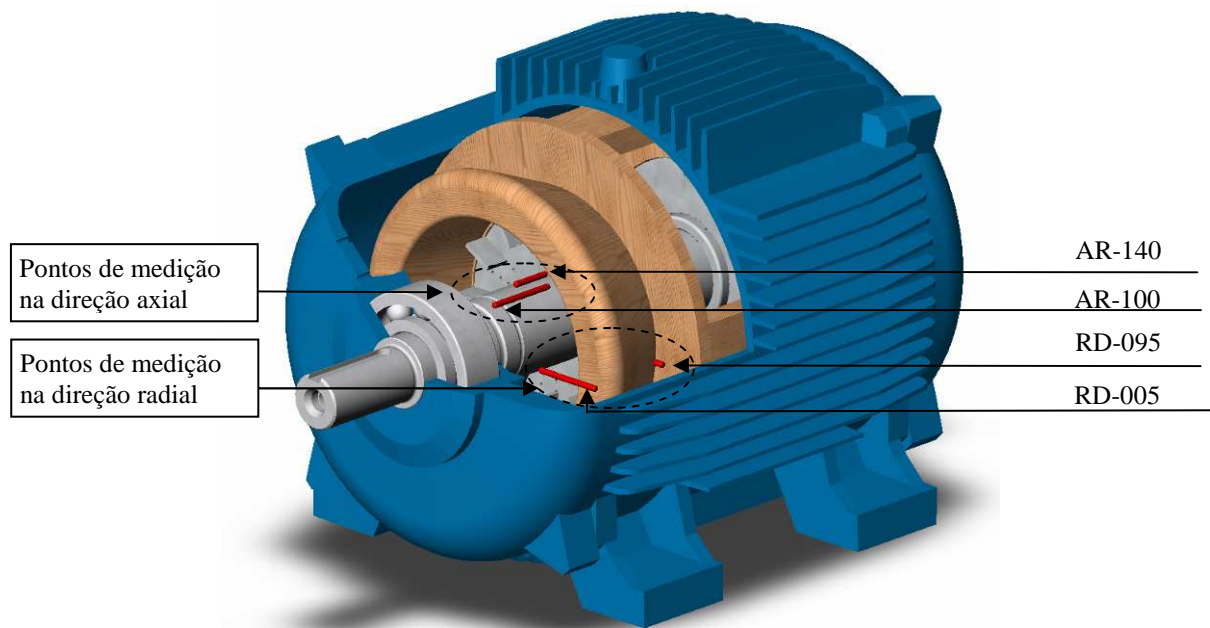


Figura 3.20 – Regiões compreendidas pelas medições.

Repetição das Medições

Análogo ao procedimento adotado para o escoamento externo, também foi realizada a repetição das medições da velocidade de ar para o escoamento interno. Basicamente foram realizados três ensaios na rotação 1800 rpm, com o objetivo de verificar a variação da velocidade do ar entre as medições. Os resultados dos ensaios nas diferentes posições de medição são apresentados na Figura 3.21.

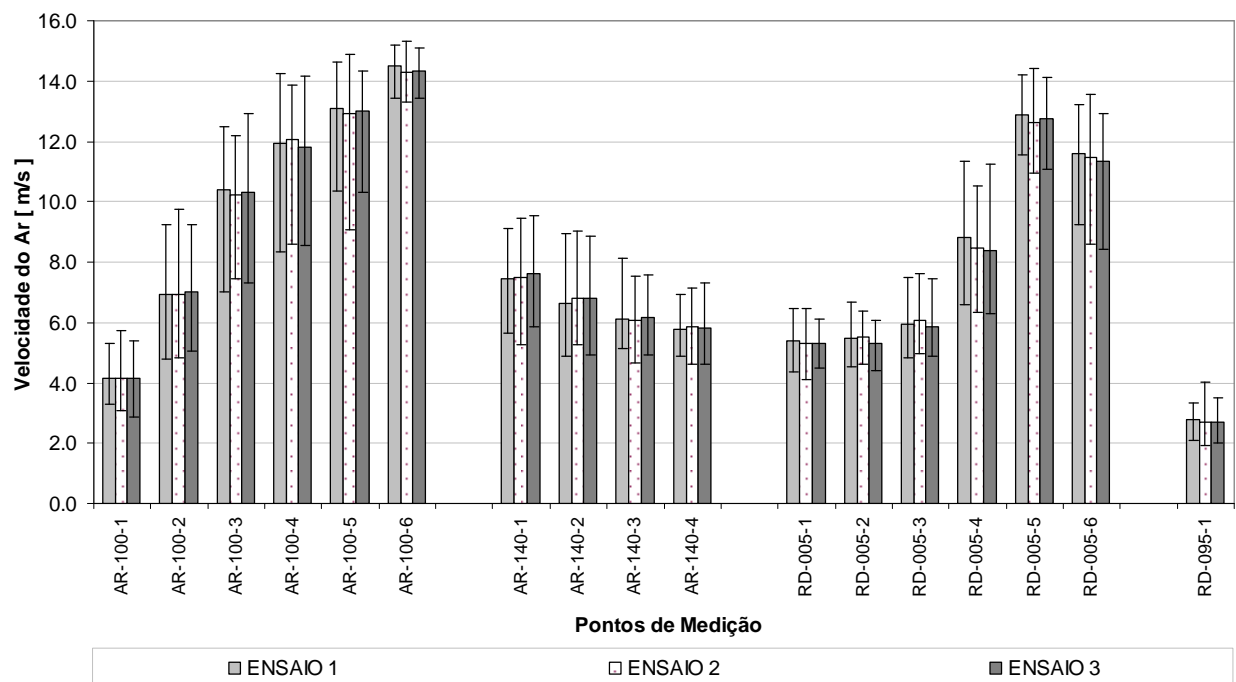


Figura 3.21 – Resultados da repetição das medições de velocidade de ar – 1800 rpm.

Os dados obtidos nos três ensaios apresentam boas correlações quando os resultados da média da velocidade do ar são comparados entre eles.

Um diferencial implementado no programa para aquisição dos valores da velocidade do ar na região da cabeça de bobina é o fato de ser possível avaliar a flutuação máxima e mínima da velocidade do ar durante o intervalo de medição. Essas flutuações são representadas por barras de erro nos resultados apresentados nas Figura 3.21 e deve-se observar que, embora os resultados médios não apresentem diferenças significativas, as amplitudes das oscilações variam de um ponto de medição para o outro.

3.4 Potência consumida pelos sistemas de ventilação

A norma IEEE 112, item 5.5.4, orienta que a determinação das perdas mecânicas, entenda-se, potência consumida pelos sistemas de ventilação e por atrito, seja obtida a partir de uma regressão linear, utilizando três ou mais pontos inferiores da potência absorvida *versus* o quadrado da tensão. Esse procedimento de determinação das perdas mecânicas é realizado após conclusão do ensaio de elevação de temperatura e consiste em desacoplar o motor do dinamômetro e acionar o mesmo a vazio, ou seja, sem nenhuma carga acoplada ao motor. Os valores de tensão são subsequentemente reduzidos e as perdas Joule do estator são subtraídas dos valores de potência absorvida pelo motor nessa condição, resultando em uma curva de potência *versus* tensão. Após a remoção das parcelas de perdas Joule, a parcela restante corresponde ao somatório das perdas mecânicas e das perdas no ferro. A adoção do procedimento de regressão linear permite determinar o valor da potência para a condição de tensão zero. Nessa condição as perdas no ferro são nulas e a parcela restante corresponde às perdas mecânicas. A norma também orienta que os valores de potência absorvida na condição a vazio sejam apresentados em função do quadrado da tensão, com o objetivo de incrementar a resolução do método. Todavia, esse método apresenta deficiências, que são atribuídas à faixa de operação da instrumentação na condição a vazio, uma vez que as perdas nessa condição correspondem a menos de 1,0 % da potência absorvida pelo motor na condição de carga nominal e, conseqüentemente, os instrumentos acabam operando em seu fundo de escala. Outros fatores que contribuem para a deficiência desse método é o fator de potência na condição a vazio situar-se abaixo de 0,1 e finalmente, a dificuldade em se obter baixos valores de tensão, que resultariam em uma maior precisão, mas que, em contrapartida, acarretam em um alto custo econômico para o sistema de alimentação do motor. Mesmo diante das incertezas e variações intrínsecas desse método, sua aplicação para a determinação das perdas mecânicas não é viável neste trabalho, pois o dispositivo experimental não possui material ativo e, portanto, essa metodologia não é aplicável.

A alternativa considerada mais adequada para a determinação das perdas mecânicas consiste em acionar o motor principal, do qual se deseja determinar as perdas mecânicas, por intermédio de um segundo motor, o qual será acoplado ao motor de interesse através de um eixo de torção. O eixo de torção é um elemento de transmissão de torque instrumentado com *strain gauges*, sensores de deformação, que correlacionam, a partir da deformação aplicada sobre o eixo, a intensidade do torque necessária para produzir essa deformação, uma vez que as propriedades mecânicas do eixo são previamente conhecidas e a deformação é mantida dentro da região elástica do material. Uma vez conhecido o valor do torque, a potência consumida pelo sistema acionado é determinada fazendo-se o produto do torque pela velocidade angular (Schicker e Wegner, 2002). Todavia, esse recurso não estava disponível para a realização deste trabalho.

3.4.1 Determinação da Potência Consumida pelos Sistemas de Ventilação

Diante das dificuldades e restrições mencionadas anteriormente, optou-se por determinar a potência consumida pelos sistemas de ventilação com base na avaliação da potência absorvida pelo motor auxiliar, utilizado para acionar o rotor do dispositivo experimental. O sistema utilizado para determinação da potência consumida pelos sistemas de ventilação é apresentado na Figura 3.22.

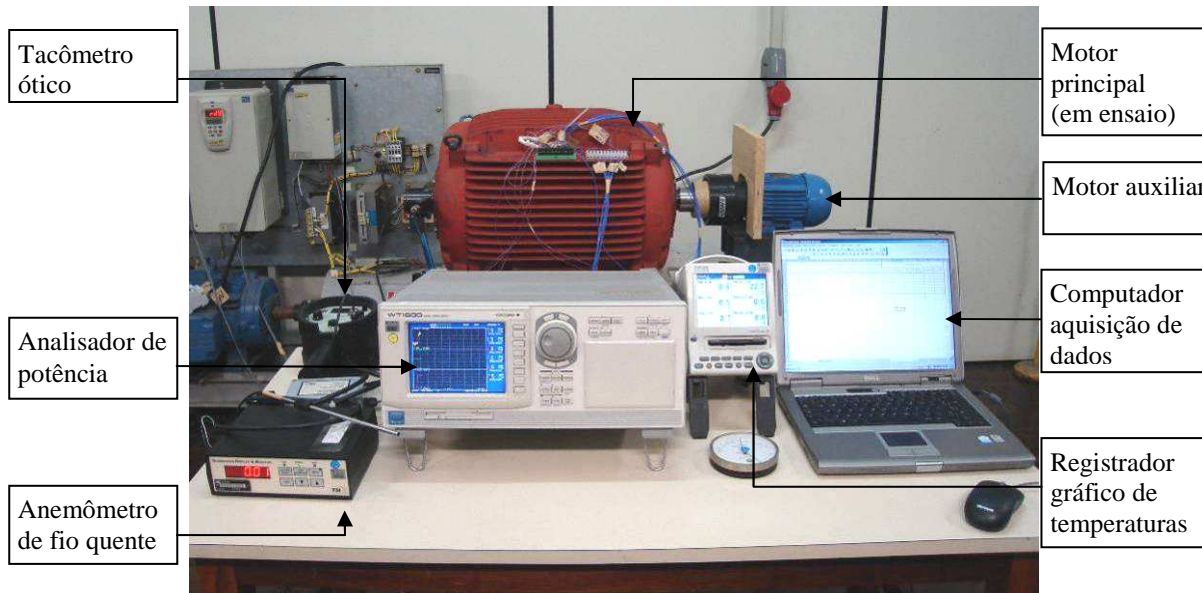


Figura 3.22 – Sistema de determinação da potência consumida pelo sistema de ventilação.

O acionamento do rotor do dispositivo experimental foi realizado com o auxílio de um motor auxiliar da carcaça 71, II pólos, potência de 1,0 cv e o acoplamento entre os dois foi realizado por meio de um acoplamento direto. A variação de rotação foi obtida através da variação da relação frequência por tensão, com alimentação senoidal proveniente de um

conversor de frequência rotativo, que basicamente consiste de um gerador acionado por um motor elétrico de indução que, por sua vez, é alimentado por um conversor de frequência.

A determinação da potência absorvida foi realizada com o auxílio de um analisador de potência Yokogawa (Figura 3.22), modelo WT1600 de 6 canais, com *shunt* de 5 A. Outro instrumento utilizado durante os ensaios foi um tacômetro ótico, com a função de assegurar o valor da rotação desejada.

A metodologia de ensaio consistiu em montar o sistema de ventilação que se deseja ensaiar, interno ou externo, no dispositivo experimental e acionar o motor auxiliar de forma a atingir a rotação de ensaio desejada para o conjunto (dispositivo experimental e motor auxiliar), sempre mantendo constante a relação tensão por frequência. O sistema foi mantido em funcionamento até a estabilização do fator de potência. Além da monitoração do comportamento desse parâmetro também foram monitoradas as grandezas tensão de alimentação e a potência absorvida pelo conjunto, por intermédio do analisador de potência (Figura 3.23). Após a estabilização da grandeza fator de potência, a potência absorvida por todo o conjunto foi determinada.

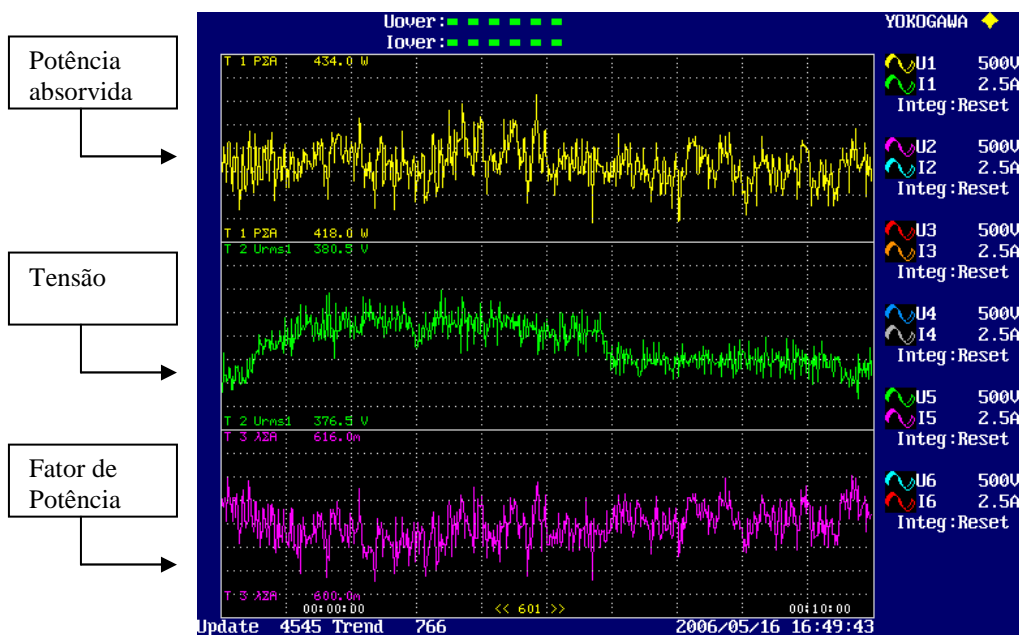


Figura 3.23 – Potência absorvida pelo conjunto com sistema de ventilação.

Em um segundo ensaio, o sistema de ventilação foi removido e o motor auxiliar foi acionado de forma a atingir a rotação de ensaio desejada para o conjunto, agora sem o sistema de ventilação. O procedimento de monitoração dos parâmetros fator de potência, tensão e potência absorvida pelo conjunto foi repetido. Após a estabilização da grandeza fator de potência, a potência absorvida por todo o conjunto, agora sem o sistema de ventilação, foi determinada (Figura 3.24).

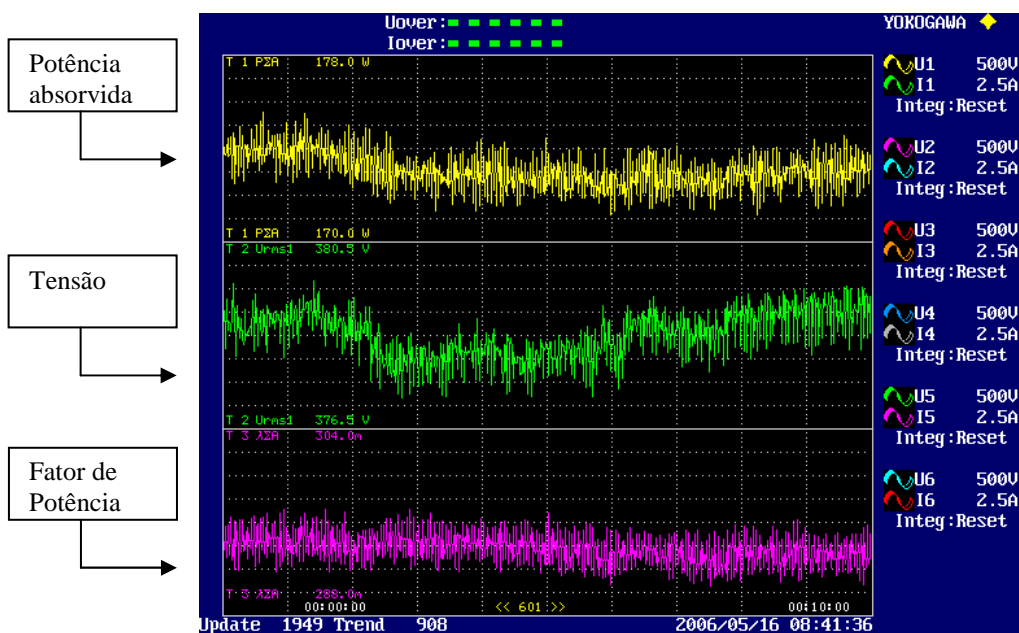


Figura 3.24 – Potência absorvida pelo conjunto sem sistema de ventilação.

A diferença entre a potência absorvida nos dois ensaios corresponde à potência consumida pelo sistema de ventilação. Essa conclusão assume que a variação das perdas Joule de uma condição de ensaio para outra é pequena e pode ser desprezada. Ainda, em relação às Figura 3.23 e 3.25, verifica-se que mesmo após a estabilização do fator de potência, a grandeza potência absorvida apresenta comportamento oscilatório. Sobre esse fato, deve-se observar a faixa de variação da grandeza potência absorvida e mencionar que se admitiu o valor médio da potência em cada um dos ensaios. As oscilações observadas foram utilizados para determinar a incerteza para a potência consumida para cada sistema de ventilação, uma vez que a incerteza dos instrumentos é inferior a essas oscilações.

Deve-se esclarecer que a diferença entre o primeiro e o segundo ensaio, no caso do sistema de ventilação externo, consistiu em ensaiar o motor com e sem o ventilador, nas rotações de interesse. Para o sistema de ventilação interno, a diferença entre os ensaios foi a remoção das aletas do rotor no segundo ensaio, ou seja, os discos do rotor foram mantidos.

3.5 Resultados Experimentais do Escoamento do Ar Externo

A seguir são apresentados os resultados experimentais de velocidade do ar entre as aletas da carcaça e a potência consumida pelo sistema de ventilação para o escoamento externo.

3.5.1 Velocidade do Ar entre as Aletas da Carcaça

Os dados provenientes da medição da velocidade do ar entre as aletas da carcaça, em cada uma das seções e nos respectivos canais de medição para a rotação de 3600 rpm são apresentados na Figura 3.25.

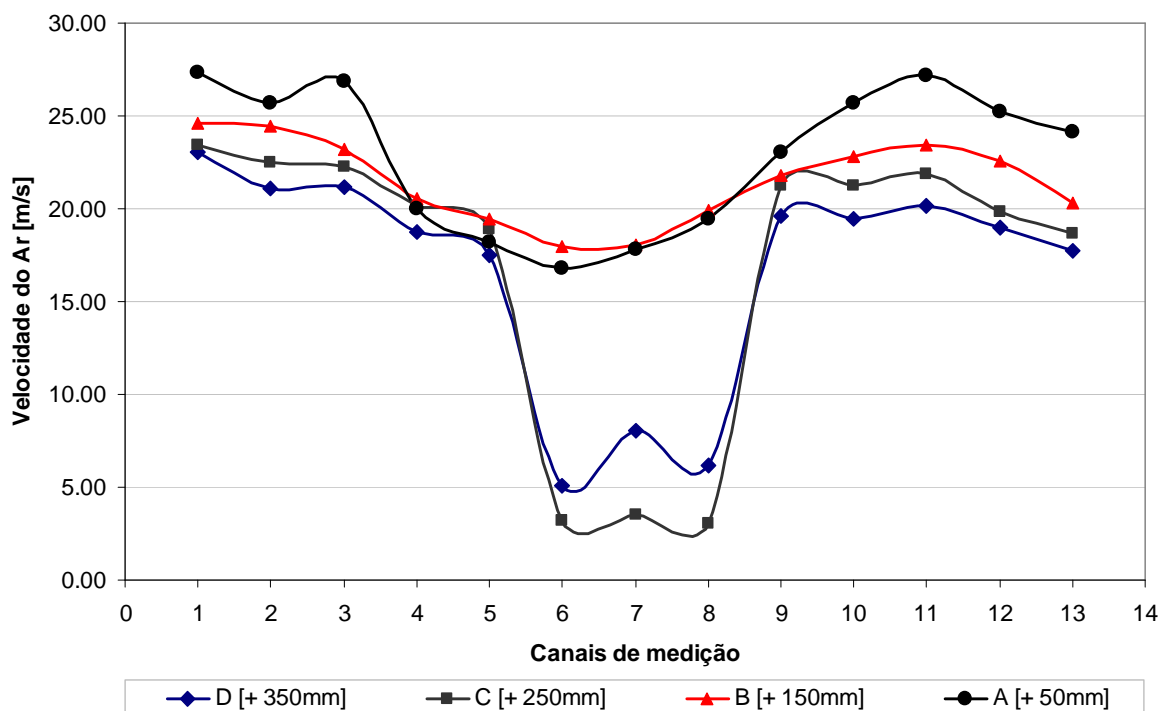


Figura 3.25 - Resultados de velocidade do ar na superfície superior da carcaça – 3600 rpm.

A redução significativa da velocidade do ar observada nos canais de mediação de 6 a 8, nos planos C e D, está diretamente associada ao olhal de içamento do motor, que interrompe a passagem do fluxo de ar. Da observação da figura anterior também se pode concluir que a intensidade da velocidade de ar é mantida ao longo dos canais, com algumas exceções pontuais que no máximo, atingem 30 %.

3.5.2 Potência Consumida pelo Sistema de Ventilação Externo

Na Figura 3.26 é apresentado os resultados de potência consumida pelo sistema de ventilação externo em função da rotação, sendo que os valores experimentais foram obtidos nas rotações de 1200, 1800, 2400 e 3000 rpm. Uma forma de verificar a qualidade e a coerência dos dados obtidos é extrapolar individualmente cada resultado admitindo o comportamento cúbico, previsto na literatura pela lei de similaridade para a variação da rotação do rotor de um ventilador (ASHRAE, 2000).

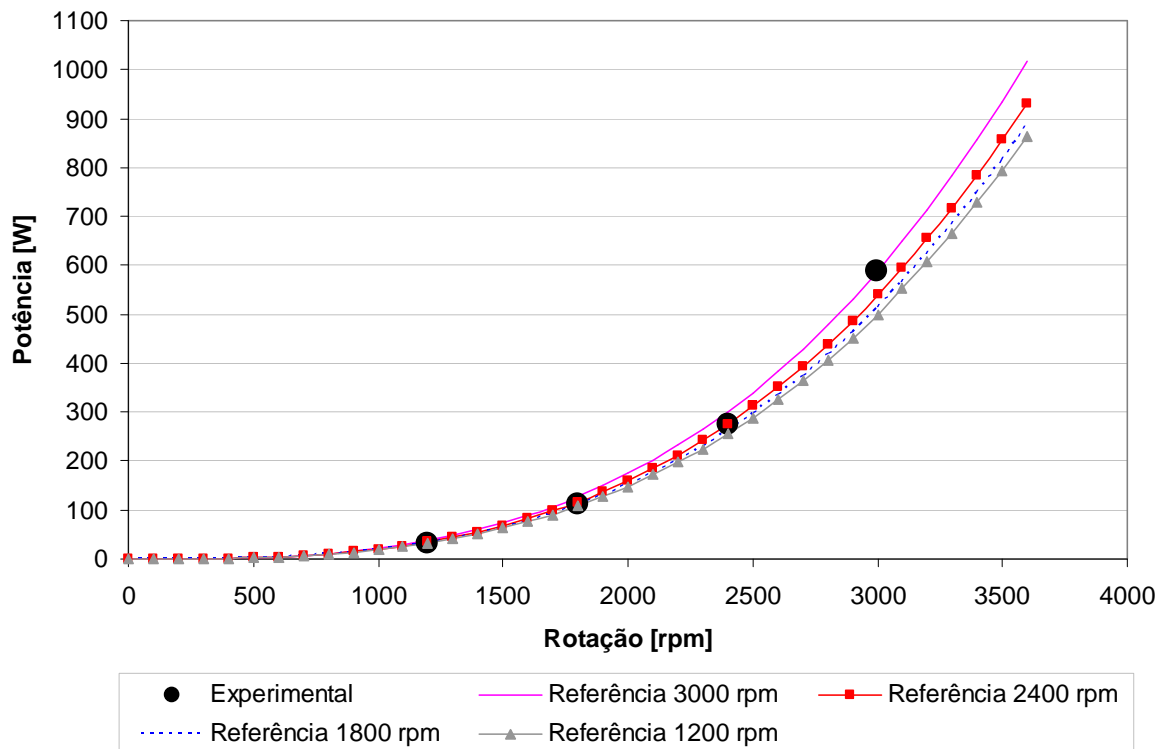


Figura 3.26 – Potência consumida pelo sistema de ventilação externo *versus* rotação.

A partir da extrapolação de cada resultado é possível observar que, embora próximas, as curvas de extrapolação não se sobrepõem. Esse fato decorre de incertezas experimentais como, por exemplo, a contaminação da rede de alimentação por harmônicas, durante o período de realização das medições. A contaminação por harmônicas afeta a medição, e sua influência é mais perceptível nos valores de menor potência, resultando em maiores incertezas para esses valores. Tendo em vista esse fato e com o objetivo de não comprometer a fase de comparação dos dados numéricos aos experimentais, serão adotados os valores extrapolados a partir das rotações de 2400 e 3000 rpm para realizar essa comparação.

3.6 Resultados Experimentais do Escoamento do Ar Interno

A seguir são apresentados os resultados experimentais de velocidade do ar na região da cabeça de bobina e potência consumida pelo sistema de ventilação para o escoamento interno para uma configuração com 8 aletas em cada face do rotor.

3.6.1 Velocidade do Ar na Região da Cabeça de Bobina

Na Figura 3.27 apresenta-se os resultados da velocidade do ar para as posições de medição AR-100, AR-140 e RD-05, respectivamente, na rotação de 3600 rpm. Em função do foco principal do trabalho ser o sistema de ventilação interno, as medições foram realizadas duas vezes para cada posição de medição e nos resultados também são apresentadas às

flutuações de velocidade do ar, para cada ponto de medição e cada ensaio, por meio de barras de erro.

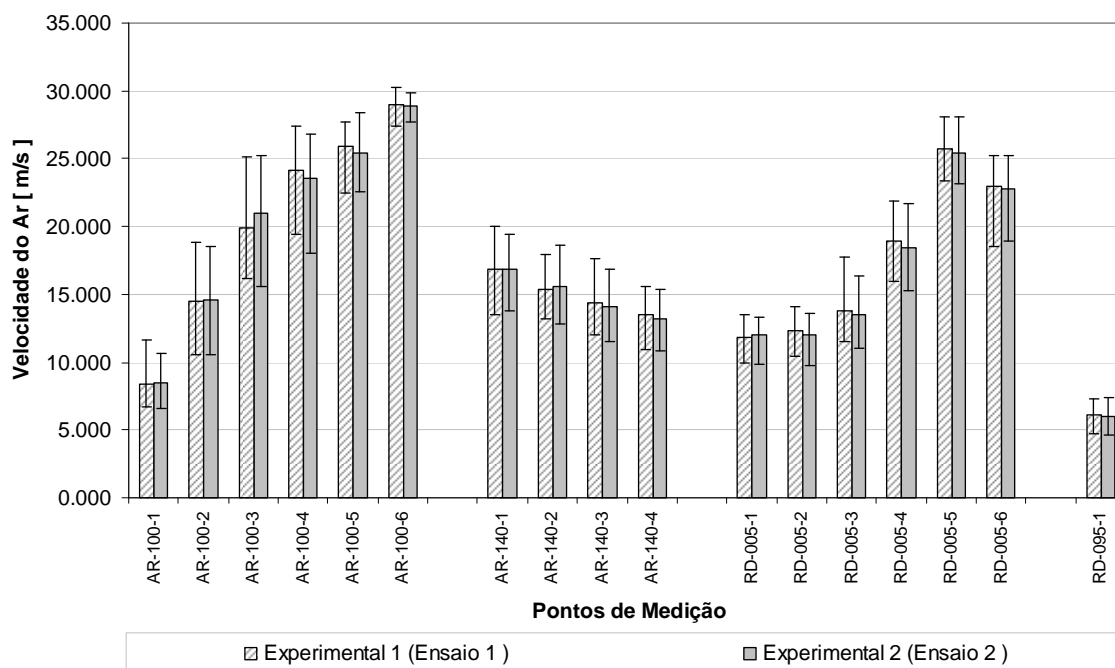


Figura 3.27 – Velocidade média do ar nas posições de medição.

3.6.2 Potência Consumida

Na Figura 3.28 apresenta-se os resultados de potência consumida pelo sistema de ventilação interno em função da rotação, obtidos nas rotações de 600, 1200, 3000, 3300 e 3600 rpm. A mesma metodologia adotada para avaliação da potência consumida pelo sistema de ventilação externo é aplicada para verificar a qualidade e a coerência dos dados obtidos para o sistema de ventilação interno. A concordância entre os resultados de maior intensidade supera a obtida para o sistema de ventilação externo. Essa melhor concordância pode ser atribuída ao fato da realização dessas medições em períodos de menor contaminação da rede de alimentação. Em relação à total ausência de concordância para os valores associados às rotações de 600 e 1200 rpm, essa pode ser atribuída a pequena intensidade dos valores de potência consumida para esse valores. Diante da boa coerência obtida nas maiores rotações, os dados extrapolados a partir das rotações de 3000 e 3600 rpm serão utilizados para realizar a comparação com os valores calculados numericamente.

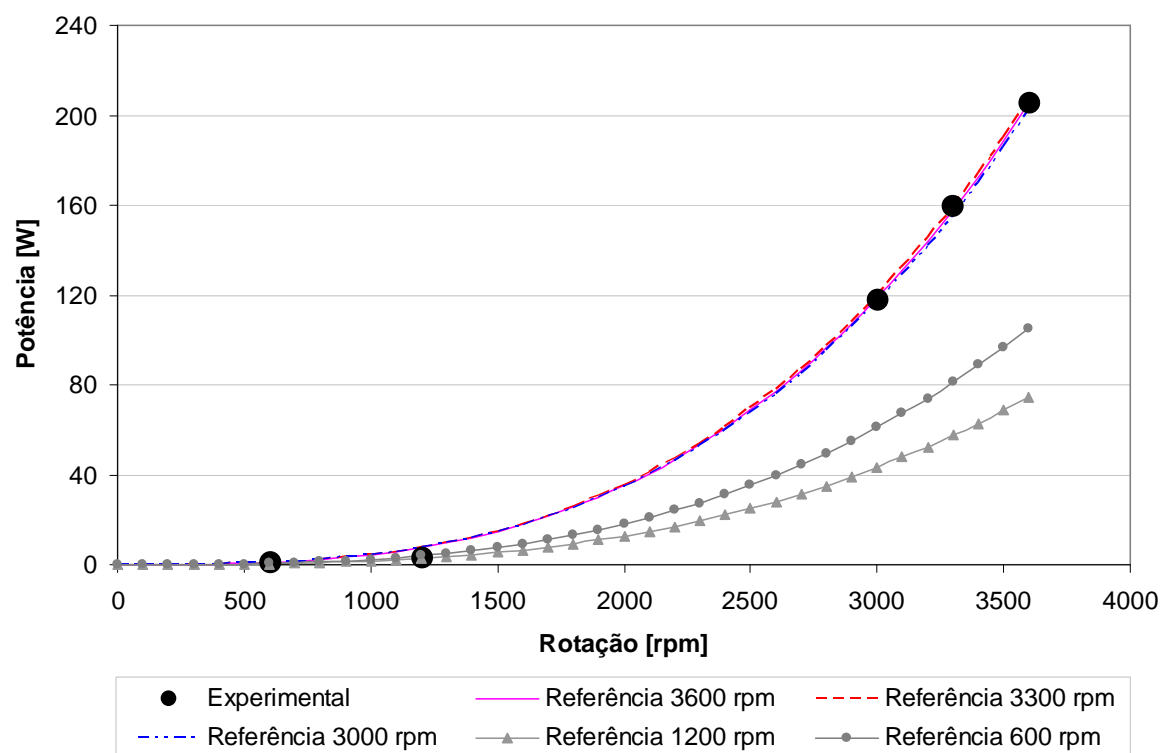


Figura 3.28 – Potência consumida pelo sistema de ventilação interno *versus* rotação.

CAPÍTULO 4

4 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

O escoamento de ar em motores elétricos é predominantemente turbulento, sendo os sistemas de ventilação as principais fontes de turbulência. Como exemplo, pode-se citar o escoamento do ar no sistema de ventilação externo, e sobre a carcaça do motor, o sistema de ventilação interno e até mesmo o escoamento de ar na região compreendida entre a superfície do rotor e a superfície do estator.

O comportamento turbulento do escoamento de ar em motores elétricos pode ser observado com o auxílio de recursos experimentais, abordando desde técnicas qualitativas e de baixo custo, como o uso de sistemas de geração de fumaça, até técnicas elaboradas e de alto custo, que permitem a avaliação do escoamento e a sua quantificação, que é o caso da velocimetria por efeito Doppler a laser, ou *Laser Doppler Velocimetry* (LDV). A Figura 4.1 ilustra a avaliação do escoamento de ar no sistema de ventilação externo com o uso de um sistema de geração de fumaça. No caso da Figura 4.1-a, foi utilizada simultaneamente uma lâmpada estroboscópica para “congelar” o movimento do ventilador e permitir a avaliação do escoamento em um determinado instante de tempo.



a) Escoamento na região do ventilador.



b) Escoamento sobre a defletora.

Figura 4.1 – Avaliação do escoamento de ar no sistema de ventilação externa.

Fonte: Cezário *et al* (2004)

Maiores informações sobre técnicas de visualização de escoamentos podem ser obtidas no compêndio elaborado por Yang (2000). Todavia, em algumas situações, como na avaliação do sistema de ventilação interno de um motor elétrico totalmente fechado, até mesmo as técnicas experimentais mais elaboradas, como o LDV, apresentam restrições. Além disso, a avaliação experimental exige que um modelo físico do que se deseja testar, seja de fato construído.

Uma alternativa para avaliação do escoamento do ar em motores elétricos é a ferramenta de Dinâmica dos Fluidos Computacional, ou *Computational Fluid Dynamics* (CFD). A utilização dessa ferramenta para a avaliação de escoamentos, não apenas em máquinas elétricas girantes, cresceu significativamente na última década. Esse crescimento

pode ser atribuído ao incremento da capacidade computacional. De acordo com a lei de Moore² a perspectiva futura é otimista. Segundo essa lei, o número de transistores em um mesmo espaço físico (e por consequência a capacidade de processamento dos *chips*) duplica a cada 18 meses.

A abordagem numérica para a resolução direta das equações de Navier-Stokes, comumente denominada *Direct Numerical Simulation* (DNS), exige um alto custo computacional, tendo em vista que o número de nós da malha cresce com o número de Reynolds elevado ao cubo. Segundo Deschamps (2002), apesar do contínuo desenvolvimento dos computadores e do fato das equações de Navier-Stokes serem adequadas para a descrição rigorosa dos fenômenos de turbulência, não existe expectativa de obtenção de soluções numéricas diretas para problemas industriais em um futuro próximo. O problema reside no fato do escoamento turbulento ser sempre tridimensional e transiente, caracterizando-se pela presença de vórtices, com uma larga faixa de escalas de comprimento e de tempo, requerendo intervalos de discretização espacial e temporal extremamente pequenos. Todavia, deve-se ressaltar que simulações desse tipo permitem a obtenção de parâmetros de difícil determinação experimental. Essa é razão pela qual algumas simulações DNS são realizadas, pois auxiliam na compreensão do fenômeno da turbulência e para ajuste de modelos para a sua descrição.

Uma alternativa à utilização da abordagem DNS é a simulação numérica de grandes escalas, denominada *Large Eddy Simulation* (LES). Essa abordagem é similar a DNS, pois resolve parte da turbulência, considerando o escoamento transiente e tridimensional. No entanto, as discretizações espaciais e temporais são aplicadas apenas aos maiores vórtices, reduzindo significativamente o custo computacional em relação à abordagem DNS. As pequenas escalas espaciais e temporais são aproximadas com o auxílio de um modelo algébrico simples. Como as grandes escalas interagem fortemente com o escoamento médio e contém a maior parte da energia, esta abordagem resulta em um bom modelo contendo a maioria dos efeitos da turbulência.

Embora as abordagens DNS e LES forneçam uma compreensão completa e quase completa, respectivamente, do escoamento, sua aplicação para a maior parte dos problemas de engenharia continua sendo extremamente onerosa.

As abordagens mais utilizadas na aplicação de CFD em problemas industriais são as baseadas nas equações médias de Reynolds, denominadas *Reynolds Averaged Navier-Stokes* (RANS). O tópico a seguir explica essa abordagem.

² A lei de Moore foi baseada na observação do engenheiro Gordon Moore, um dos fundadores da Intel, e acabou recebendo o seu nome.

4.1 Modelos RANS

Os modelos RANS permitem avaliar os valores médios e desvios padrões das variáveis do escoamento, resultando em uma redução significativa do tempo de processamento e tornando viável sua aplicação nos problemas de engenharia. Os tópicos a seguir apresentam o modelamento matemático para se obter as equações médias de Reynolds. Este trabalho apresenta a obtenção dessas equações com base em Alho e Ilha (2006).

4.1.1 A Decomposição de Reynolds

Diante da complexidade dos fenômenos turbulentos e da ausência de perspectiva de uma compreensão detalhada de sua dinâmica, Osborne Reynolds propôs, em um trabalho publicado em 1895, a inclusão de tratamentos estatísticos para auxiliar a compreensão e o modelamento matemático desses fenômenos. A proposição de Reynolds consistiu na decomposição dos parâmetros que caracterizam o escoamento, em componentes média e flutuante. A Figura 4.2 ilustra a decomposição de Reynolds para o campo de velocidade $u(x,t)$

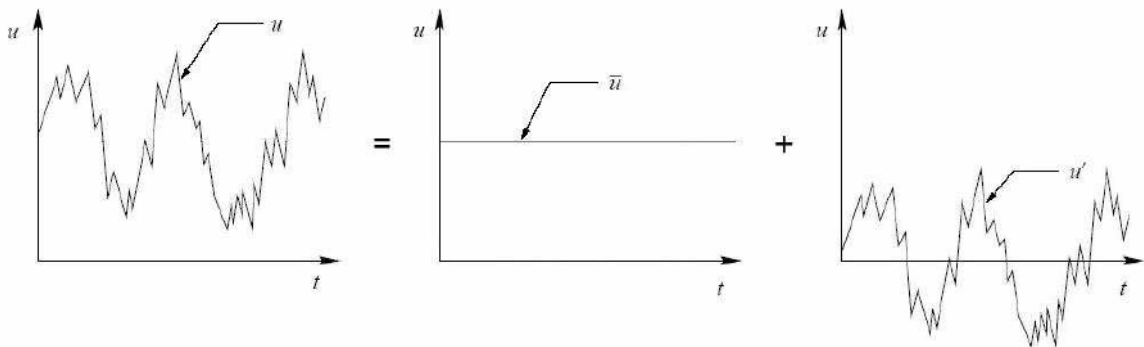


Figura 4.2 – Ilustração da decomposição de Reynolds para o campo de velocidade $u(x,t)$.

Fonte: Alho e Ilha (2006).

Matematicamente, para um escoamento em regime permanente (na média), as variáveis instantâneas, ϕ , são decompostas da seguinte maneira:

$$\phi(x,t) = \bar{\phi}(x) + \phi'(x,t), \quad (4.1)$$

onde, $\bar{\phi}$ é o valor médio (estatisticamente estacionário) e ϕ' é a componente flutuante.

Essa decomposição é realizada para possibilitar o tratamento das propriedades dos escoamentos turbulentos em termos de soluções bem comportadas, $\bar{\phi}(x)$, e as contribuições flutuantes com características complexas são tratadas de forma separada.

A média temporal de uma variável turbulenta ϕ é

$$\bar{\phi}(x) \equiv \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{2t} \int_{-t}^t \phi(x, t) dt, \quad (4.2)$$

onde, t é um intervalo de tempo suficientemente longo para que a média represente de fato o comportamento estacionário do escoamento. Como consequência da definição da média, tomando a média temporal da decomposição (Equação 4.1), segue que a média da variação instantânea é zero, ou seja,

$$\overline{\phi'} = 0, \quad (4.3)$$

e a média das variáveis médias é a própria variável média, ou seja,

$$\overline{\bar{\phi}} = \bar{\phi}. \quad (4.4)$$

A decomposição de Reynolds representa uma maneira de introduzir uma formulação estatística para a descrição da dinâmica dos escoamentos turbulentos, possibilitando, dessa forma, a sua modelagem matemática sem que os efeitos que ocorrem em frequências elevadas sejam necessariamente resolvidos. Entretanto, deve-se ressaltar que a média estatística acarreta em perda de informações relacionadas a fenômenos que ocorrem em pequenos intervalos de tempo, que acabam sendo filtrados pelo processo de promediação. Para contornar esse problema, essas informações são agregadas ao modelo através de tratamentos semi-empíricos.

A seguir apresenta-se a equação média de Reynolds para um escoamento estacionário na média, a fim de ilustrar os conceitos principais relacionados ao processo de promediação das equações de Navies-Stokes.

4.1.2 A Equação de Reynolds

Um caso de particular interesse é a aplicação do conceito de decomposição de Reynolds para a descrição do escoamento de fluidos newtonianos incompressíveis através da equação de Navier-Stokes. Essas equações serão desenvolvidas para um escoamento cuja média da velocidade é estatisticamente permanente.

A equação da continuidade estabelece o princípio da conservação da massa e pode ser escrita para um fluido Newtoniano incompressível em notação indicial como

$$\frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (4.5)$$

A equação de Navier-Stokes, descreve o princípio da conservação da quantidade de movimento linear para um fluido Newtoniano incompressível e, negligenciado as forças de corpo, pode ser escrita como

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j}, \quad (4.6)$$

onde, σ_{ij} representa o tensor tensão, dado por

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \quad (4.7)$$

Nas equações acima, ρ corresponde à massa específica, constante ao longo do escoamento, $p=p(x,t)$ é a pressão, μ é a viscosidade dinâmica, $u_i=u_i(x,t)$ é a componente da velocidade instantânea do escoamento na direção i e δ_{ij} é o operador delta de Kronecker ($\delta_{ij}=0$ para $i \neq j$ e $\delta_{ij}=1$ para $i=j$).

Aplicando-se o conceito da decomposição de Reynolds para os termos u_i e p das equações de Navier-Stokes, têm-se,

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (4.8)$$

e

$$p = \bar{p} + p'. \quad (4.9)$$

Tomando-se então a média da equação da continuidade, têm-se,

$$\overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_i}} = \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0. \quad (4.10)$$

Conclui-se, que a componente média do escoamento também satisfaz a equação de continuidade para fluido incompressível.

Na operação anterior, o valor médio da derivada espacial de uma quantidade foi assumido como sendo igual à derivada espacial do valor médio dessa mesma quantidade. Esse resultado é válido quando a média tomada pela integração temporal sobre um intervalo de tempo é suficientemente longa.

A equação de Navier-Stokes pode ser reescrita na forma conservativa, utilizando a equação da continuidade, como

$$\rho \left[\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} \right] = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j}. \quad (4.12)$$

Tomando a média temporal da equação de Navier-Stokes, têm-se

$$\overline{\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} \right)} = \frac{\partial \overline{\sigma_{ij}}}{\partial x_j} \Rightarrow \rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{\sigma}_{ij}}{\partial x_j}. \quad (4.13)$$

Uma vez que a média de $u_i(x,t)$ é estatisticamente estacionária, o primeiro termo do lado esquerdo da última equação é zero. Para determinar o termo de correlação cruzada entre as velocidades, $\overline{u_i u_j}$, se considera inicialmente que:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i + u'_i)(\bar{u}_j + u'_j)] = \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i \bar{u}_j + \bar{u}_i u'_j + u'_i \bar{u}_j + u'_i u'_j)]. \quad (4.14)$$

Tomando a média temporal da equação 4.14, têm-se

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i \bar{u}_j + \bar{u}_i \bar{u}'_j + \bar{u}'_i \bar{u}_j + \bar{u}'_i \bar{u}'_j)] \\ \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_i u_j}) &= \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} + \overline{\bar{u}_i \bar{u}'_j} + \overline{\bar{u}'_i \bar{u}_j} + \overline{\bar{u}'_i \bar{u}'_j})] \end{aligned} \quad (4.15)$$

Dessa equação são obtidos quatro termos de correlação temporal: $\overline{\bar{u}_i \bar{u}_j}$, $\overline{\bar{u}_i u'_j}$, $\overline{u'_i \bar{u}_j}$ e $\overline{u'_i u'_j}$. Deve-se lembrar que o termo $\bar{u}_i(x)$ é estacionário, ou seja, sem dependência temporal, logo,

$$\overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} = \bar{u}_i \bar{u}_j. \quad (4.16)$$

Lembrando-se que a média das flutuações é zero (conforme equação 5.3) obtêm-se:

$$\overline{\bar{u}_i u'_j} = \bar{u}_i \overline{u'_j} = 0 \quad (4.17)$$

e

$$\overline{u'_i \bar{u}_j} = \overline{u'_i} \bar{u}_j = 0 \quad (4.18)$$

O termo $\overline{u'_i(x,t)u'_j(x,t)}$ da equação 5.15 normalmente não é nulo, uma vez que u'_i e u'_j possuem dependência temporal e o produto dessas apresenta dependências temporais que não se anulam na média. Aplicando essa observação e adicionando-se os resultados das Equações 4.16, 4.17 e 4.18 na Equação 4.15, obtêm-se:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_i u_j}) = \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{u'_i u'_j})]. \quad (4.19)$$

Aplicando-se a Equação 4.19 na Equação 4.13, assumindo-se que o fluido é incompressível, obtêm-se as equações de Navier-Stokes escritas em termos da decomposição de Reynolds:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} [\bar{\sigma}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}]. \quad (4.20)$$

As Equações 4.20 são usualmente denominadas de equações médias de Reynolds, ou RANS (*Reynolds Average Navier-Stokes*). Pode-se observar que essa equação, com exceção do último termo do lado direito, é exatamente igual à equação de Navier-Stokes para escoamentos estacionários. A diferença encontrada no termo $\overline{u'_i(x,t)u'_j(x,t)}$ representa a

contribuição turbulenta ao escoamento médio, $\bar{u}_i(x)$. Outra observação que pode ser realizada é que os efeitos turbulentos ocorrem na forma de tensões adicionais, $\rho \overline{u'_i u'_j}$, e a tensão viscosa do escoamento médio, $\bar{\sigma}_{ij}$. Portanto, a tensão efetiva passa a ser:

$$\tau_{ij} = \bar{\sigma}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (4.21)$$

Essas novas tensões são chamadas de tensões de Reynolds e são interpretadas fisicamente como os termos de transporte médio da quantidade de movimento devido às flutuações turbulentas de velocidade. Embora essa equação tenha sido desenvolvida para um escoamento médio estacionário, essa é diretamente estendida para um escoamento médio transiente através da inclusão de um termo de variação da quantidade de movimento linear médio, por unidade de massa, com o tempo.

4.1.3 Viscosidade Turbulenta

A introdução da decomposição de Reynolds auxiliou na promediação da equação de Navier-Stokes, resultando na obtenção das equações médias de Reynolds. No entanto, essa abordagem levou à introdução de novos termos desconhecidos, contendo as flutuações de velocidade, $\overline{u'_i u'_j}$. Esses termos correspondem às tensões de Reynolds.

O tensor de Reynolds consiste em um tensor de segunda ordem simétrico, $\overline{u'_i u'_j} = \overline{u'_j u'_i}$. A obtenção da média temporal da equação de Navier-Stokes resulta na introdução de seis incógnitas adicionais, $\overline{u'_1 u'_1}, \overline{u'_2 u'_2}, \overline{u'_3 u'_3}, \overline{u'_1 u'_2}, \overline{u'_1 u'_3}$ e $\overline{u'_2 u'_3}$. Isto resulta em um problema matematicamente indeterminado, uma vez que o número de equações é menor que o número de incógnitas. Esse fato resulta na necessidade de modelar as tensões de Reynolds por meio de tensões adicionais, fechando o problema.

O primeiro modelo matemático para solucionar o problema dos termos do tensor de Reynolds foi proposto por Boussinesq em 1877. A proposição de Boussinesq considerou que a contribuição das tensões turbulentas na transferência de quantidade de movimento deveria ser descrita de forma análoga à observada pela ação da viscosidade molecular do fluido. Essa proposição resultou na introdução do conceito de viscosidade turbulenta, μ_t .

A hipótese de Boussinesq estabelece que as tensões de Reynolds sejam proporcionais à deformação do escoamento médio, agindo de forma similar às tensões viscosas. Considerando o escoamento unidimensional ao longo de uma placa infinita, Boussinesq

propôs que, assim como no caso da tensão viscosa, a contribuição da turbulência na transferência de quantidade de movimento poderia ser modelada por

$$-\overline{\rho u'_i(x,t)u'_j(x,t)} = \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (4.22)$$

O modelo proposto por Boussinesq apresenta uma analogia direta com o modelo de viscosidade molecular, μ , para fluidos newtonianos. No entanto, ao contrário da viscosidade molecular, a viscosidade turbulenta é uma propriedade do escoamento e, por esse motivo, sua formulação necessita considerar parâmetros que caracterizam adequadamente as tensões turbulentas.

Em um trabalho de 1942, Kolmogorov propôs uma correção para a hipótese de Boussinesq, uma vez que essa apresentava algumas incoerências físicas. Segundo Kolmogorov, o tensor de Reynolds em sua forma geral é expresso por:

$$-\overline{\rho u'_i(x,t)u'_j(x,t)} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.23)$$

onde, δ_{ij} representa o delta de Kronecker e k é a energia cinética turbulenta por unidade de massa, dada por

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i(x,t)u'_i(x,t)}. \quad (4.24)$$

Com esse modelo, o problema passa a ser o de determinar k e μ_t .

4.1.4 Modelo de Turbulência k - ϵ

O modelo de turbulência k - ϵ representa o modelo de duas equações mais difundido e, atualmente, é considerado o modelo de turbulência padrão em simulações industriais. A formulação apresentada neste trabalho é a adotada pelo programa ANSYS CFX 11.0 (Vieser *et al*, 2002). As informações abaixo podem ser obtidas em Vieser (2002), Pope (2000), Deschamps (2002), Versteeg e Malalasekera (1995), entre outros.

O modelo de turbulência k - ϵ é um modelo semi-empírico baseado no modelo das equações de transporte para a energia cinética turbulenta, k , e sua taxa de dissipação, ϵ . Na derivação do modelo k - ϵ , é assumido que o escoamento é totalmente turbulento e os efeitos

moleculares da viscosidade são negligenciáveis. O modelo k - ε padrão é válido apenas para escoamentos totalmente turbulentos.

Segundo Dechamps (2002) o modelo de turbulência k - ε pode apresentar deficiências em algumas situações de escoamento, tais como, na presença de curvatura de linhas de corrente, sob ação de gradientes de pressão adversos, com regiões de separação, jatos e sob ação de campos de força. Deschamps (2002) detalha cada uma dessas deficiências e explica o motivo pelo qual esse modelo não funciona bem nessas situações.

Equações de Transporte para o Modelo k - ε Padrão

A energia cinética turbulenta, k , e sua taxa de dissipação turbulenta, ε , são obtidas das seguintes equações:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = P_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4.25)$$

e

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (4.26)$$

com:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (4.27)$$

onde, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_ε e σ_k são constantes.

Nessas equações, P_k , representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média, dada por

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}. \quad (4.28)$$

Modelamento da Viscosidade Turbulenta

A viscosidade turbulenta, μ_t , é calculada pela combinação do valor de k e ε na forma,

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (4.29)$$

onde C_μ é uma constante.

As tensões turbulentas ou tensões de Reynolds são calculadas a partir de:

$$\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}. \quad (4.30)$$

As constantes $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_\mu, \sigma_\varepsilon$ e σ_k possuem os seguintes valores:

$$C_{\varepsilon 1} = 1,44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92, \quad C_\mu = 0,09, \quad \sigma_k = 1,00, \quad \sigma_\varepsilon = 1,30.$$

Esses valores padrões foram determinados a partir de experimentos e otimizações computacionais. Maiores informações de como essas constantes foram obtidas podem ser encontradas em Deschamps (2002).

4.1.5 Modelo de Turbulência $k-\omega$

O modelo $k-\omega$ foi proposto por Kolmogorov em 1942 e ao longo dos anos diversos pesquisadores têm se dedicado ao desenvolvimento desse modelo. Uma das vantagens dessa formulação é o tratamento próximo à parede para baixos números de Reynolds. Devido ao fato dessa formulação não utilizar funções de amortecimento ou mistura (*damping functions*), complexas e não lineares, mas ao mesmo tempo requeridas pelo modelo $k-\varepsilon$, obtêm-se resultados mais precisos e comportamento mais robusto.

O modelo $k-\omega$ também apresenta limitações. A principal limitação está relacionada à sua sensibilidade às variações nas condições de corrente livre. Em alguns casos, pequenas variações no valor de ω , nas condições de contorno da entrada, conduzem a variações significativas no resultados.

Equações de Transporte para o Modelo $k-\omega$

A energia cinética turbulenta, k , e sua taxa de dissipação, ω , são obtidas das seguintes equações:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta' \rho \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right), \quad (4.31)$$

e

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right), \quad (4.32)$$

com:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}. \quad (4.33)$$

onde, $\beta', \alpha, \beta, \sigma_k$ e σ_ω são constantes.

Nessas equações, P_k , representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média, dada por

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}. \quad (4.34)$$

Modelamento da Viscosidade Turbulenta

A viscosidade turbulenta, μ_t , é calculada pela combinação do valor de k e ω na forma

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}. \quad (4.35)$$

As constantes $\beta', \alpha, \beta, \sigma_k$ e σ_ω possuem os seguintes valores:

$$\beta' = 0,99, \quad \alpha = 5/9, \quad \beta = 3/40, \quad \sigma_k = 2,00, \quad \sigma_\omega = 2,00.$$

4.1.6 Modelo de Turbulência *Shear Stress Transport* (SST)

Em resposta às deficiências apresentadas pelos modelos de turbulência $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, foi desenvolvida uma variação do modelo $k-\omega$, conhecida como *Baseline k- ω* (*BSL k- ω*). Esse

modelo, proposto por Menter (1994) e consistia de uma composição entre os modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$. Na aplicação desse modelo, as equações de transporte para $k-\omega$ são utilizadas na região próxima à parede e equações transformadas de transporte para $k-\varepsilon$ são adotadas na região externa. A utilização de cada modelo é realizada através de uma função de mistura, apresentada na equação 4.39.

O modelo *Baseline* $k-\omega$ combinava as vantagens dos modelos de turbulência $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, mas ainda falhava na previsão do ponto de separação do escoamento em uma superfície lisa. Com o objetivo de corrigir essa deficiência, Menter (1994) propôs a adoção de um limitador para o valor da viscosidade turbulenta, conforme equação 4.43, resultando no modelo SST.

Equações de Transporte para o Modelo SST

O modelamento das equações de transporte para o modelo SST é dado por:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4.36)$$

e

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad (4.37)$$

com,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}, \quad P_k = \tau_{ij} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}, \quad \tilde{P}_k = \min(P_k; c_1 \varepsilon). \quad (4.38)$$

O coeficiente ϕ_1 representa qualquer constante do modelo $k-\omega$ (σ_{k1}, \dots), ϕ_2 representa qualquer constante do modelo $k-\varepsilon$ (σ_{k2}, \dots) e ϕ representa a constante correspondente do novo modelo (σ_k, \dots), fornecida pela função (Menter, 1994):

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (4.39)$$

Os valores padrões para os coeficientes do modelo $k-\omega$ são:

$$\sigma_{k1} = 2,00, \quad \sigma_{\omega1} = 2,00, \quad k = 0,41, \quad \gamma_1 = 0,5532, \quad \beta_1 = 0,0750, \quad \beta^* = 0,09, \quad c_1 = 10.$$

Os valores padrões para os coeficientes do modelo k - ε são:

$$\sigma_{k2} = 1,00, \quad \sigma_{\omega2} = 1,168, \quad k = 0,41, \quad \gamma_2 = 0,4403, \quad \beta_2 = 0,0828, \quad \beta^* = 0,09.$$

F_1 é definido como:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4), \quad (4.40)$$

onde,

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right); \frac{4\rho\sigma_{\omega2}k}{CD_{k\omega}y^2} \right] \quad (4.41)$$

e

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 10^{-10} \right). \quad (4.42)$$

Uma característica adicional do modelo SST é a introdução de um limite superior de tensão de cisalhamento na camada limite para evitar níveis excessivos de tensão de cisalhamento tipicamente previstos em modelos de viscosidade turbulenta de Boussinesq. A viscosidade turbulenta no modelo SST é prevista como:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \sqrt{2SF_2})}, \quad (4.43)$$

onde, $a_1 = 0.31$.

F_2 é definido como:

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2), \quad (4.44)$$

onde:

$$\arg_2 = \max\left(2\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right). \quad (4.45)$$

Para finalizar são definidos ν_t e τ_{ij} :

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \Omega F_2)}, \quad (4.46)$$

e,

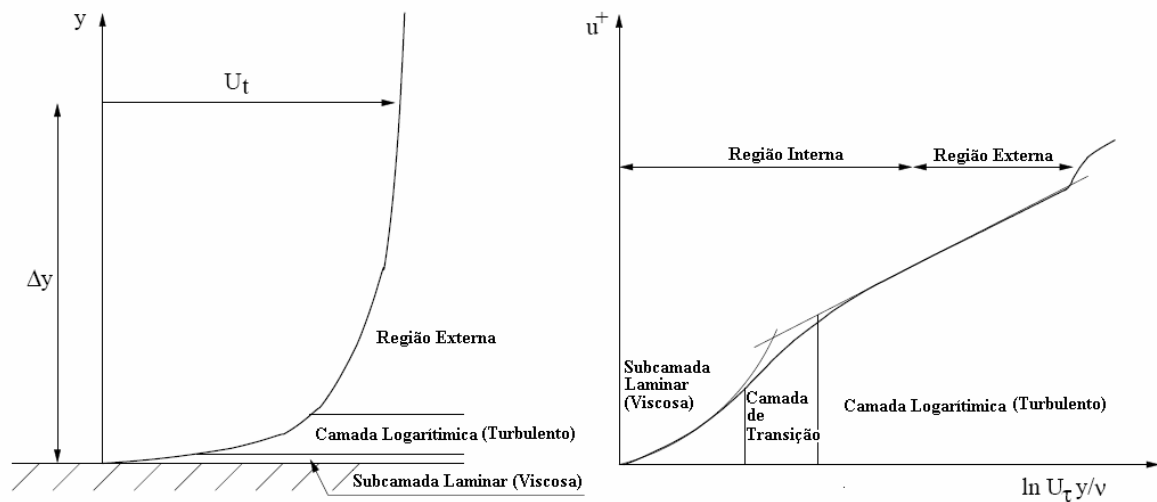
$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}. \quad (4.47)$$

A análise detalhada de cada uma dessas aproximações pode ser encontrada no trabalho de Menter (1994) e está além do escopo deste trabalho.

4.2 Tratamento de Escoamentos Turbulentos Próximos à Parede

Itens importantes para a predição adequada do fluxo turbulento são a formulação e o tratamento numérico adequados em regiões próximas a paredes sólidas. A formulação utilizada próxima à parede determinará a precisão com a qual é quantificada a tensão de cisalhamento e a transferência de calor nessa região (Vieser *et al*, 2002).

Experimentos têm demonstrado que a região próxima à parede pode ser dividida em duas camadas separadas por uma camada de transição. A primeira camada, próxima a parede, é chamada de subcamada laminar ou viscosa, e a viscosidade molecular exerce uma função dominante na transferência de quantidade de movimento e de calor. Na outra camada, denominada camada logarítmica ou totalmente turbulenta, como era de se esperar, a turbulência exerce o maior efeito no transporte de quantidade de movimento linear e de calor. Finalmente, na região compreendida entre as duas camadas, denominada camada de transição, a viscosidade molecular e a turbulência exercem a mesma influência. A Figura 4.3 ilustra essas camadas localizadas próximas à parede.



a) Subcamadas viscosa e logarítmica em um gráfico de velocidade *versus* y .

b) Gráfico da figura 4.3 a, adotando coordenadas adimensionais.

Figura 4.3 – Camada limite próxima à parede em escoamento turbulento.

Fonte: CFX-TASCflow (2002).

Do ponto de vista de simulação numérica, existem duas abordagens que são comumente utilizadas para modelar o escoamento na região próxima à parede: o método da função de parede e o método do baixo número de Reynolds.

Os métodos de função de parede são os mais utilizados para considerar a influência da parede no escoamento. Nessa abordagem, o domínio da viscosidade molecular na região da subcamada logarítmica é substituído por formulações empíricas, eliminando a necessidade da resolução numérica dos grandes gradientes que ocorrem nessa região, sua vantagem é a economia dos recursos computacionais.

Um método alternativo é o do baixo número de Reynolds. O aspecto negativo em relação a essa abordagem está relacionado à necessidade de uma malha extremamente refinada na região junto à parede, resultando em um incremento do tempo computacional. Todavia, os resultados obtidos são melhores e capazes de capturar gradientes de velocidade nessa região.

4.2.1 Funções de Parede Escaláveis

A função de parede adotada no programa ANSYS CFX é uma extensão do método de Launder e Spalding. Na região da camada logarítmica, a velocidade tangencial próxima da parede é relacionada à tensão de cisalhamento na parede, τ_w , pela relação logarítmica. Conforme mencionado anteriormente, nessa abordagem, o domínio da viscosidade molecular na região da subcamada é substituído por formulações empíricas para fornecer condições de contorno na região próxima à parede, permitindo a resolução das equações de transporte

turbulento. Assume-se que o nó da malha mais próximo à parede está posicionado dentro da região da camada logarítmica.

A relação logarítmica para a velocidade próxima a parede, u^+ , é dada por:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{K} \ln(y^+) + C, \quad (4.48)$$

onde, u_τ corresponde à velocidade de atrito na parede, U_t é a velocidade tangente à parede a uma distância Δy da parede, y^+ é uma distância adimensional da parede, K é a constante de Von Karman e C é constante da região logarítmica que depende da rugosidade da parede. A velocidade de atrito é dada em termos da função de cisalhamento médio na parede por:

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2}. \quad (4.49)$$

A coordenada adimensional normal à parede é,

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu}. \quad (4.50)$$

A equação 4.48 torna-se singular no ponto de separação, quando a velocidade próxima à parede, u_τ , aproxima-se de zero. Para contornar esse problema é adotada, na região logarítmica, uma escala alternativa de velocidade, u^* , para ser usada ao invés de u^+ , dada por:

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2}, \quad (4.51)$$

onde C_μ é uma constante.

Essa escala tem uma propriedade útil, porque não vai a zero caso u_τ seja zero. Esse fato deve-se à energia cinética turbulenta, k , nunca ser completamente zero em escoamentos turbulentos. Baseado na definição anterior pode-se explicitar u_τ com base na equação 4.48.

$$u_\tau = \frac{U_\tau K}{\ln(y^*) + C} \quad (4.52)$$

onde,

$$y^* = \frac{\rho u^* \Delta y}{\mu}. \quad (4.54)$$

O valor absoluto de τ_ω é então obtido:

$$\tau_\omega = \rho u^* u_\tau, \quad (4.53)$$

Uma das principais desvantagens da função de parede é o fato da predição ser sensível à proximidade da malha em relação à parede, ou seja, o refino de malha próximo à parede não significa que será obtida uma melhor solução, pois o refino adicional da malha poderá posicionar o primeiro nó junto à parede dentro da subcamada laminar, resultando em erro na avaliação de u_τ . É nesse ponto que entra a abordagem de funções de parede escaláveis. A idéia é limitar o valor do y^* utilizado na formulação logarítmica, através de um limite inferior $\tilde{y}^* = 11.067$ (Vieser *et al*, 2002). Esse valor corresponde ao ponto de intersecção entre a região da subcamada laminar e da camada logarítmica. Dessa forma todos os nós da malha estão fora da subcamada laminar e qualquer inconsistência proveniente de uma malha muito refinada é evitada.

4.2.2 Tratamento Automático de Parede para Modelos Baseados em Omega

O fato da função de parede negligenciar a subcamada laminar não é desejável em alguns casos. Especialmente para escoamentos com baixos números de Reynolds, a omissão da subcamada laminar pode ter um efeito significativo sobre a solução. Vieser *et al* (2002) exemplificaram esse problema quantificando o fluxo de massa em uma tubulação com baixo número de Reynolds. Nessa situação obteve-se um erro da ordem de 10 %. Os autores advertem que esse erro pode ser aumentado, dependendo da influência da viscosidade sobre a camada limite no problema físico.

Assim, é desejável uma opção robusta e de formulação precisa para a subcamada laminar, com o objetivo de resolver todas as equações próximas à parede. Contudo, os modelos de baixo Reynolds fundamentados em k - ϵ possuem um custo computacional

proibitivo, uma vez que o valor do y^+ deve ser inferior a 0,2. Dessa dificuldade é que surge a abordagem de tratamento automático próximo à parede. A idéia consiste no modelo alternar, gradualmente, entre uma formulação para subcamada laminar, baseada em equações ω , e funções de parede baseadas na densidade da malha. A equação ω cumpre bem essa tarefa, porque fornece solução analítica tanto para a subcamada laminar quanto para a região logarítmica. Uma função de mistura, dependente de y^+ pode então ser definida. As soluções para ω na subcamada laminar, ω_{scl} , e na região logarítmica, ω_{log} , próximas da parede são:

$$\omega_{scl} = \frac{6\nu}{0,075 y^2}, \quad (4.55)$$

e

$$\omega_{log} = \frac{1}{0,3} \frac{u_\tau}{y}. \quad (4.56)$$

Essas equações podem ser reescritas em função de y^+ e a seguinte função de interpolação é usada para uma transição suave:

$$\omega_{ts}(y^+) = \left\{ [\omega_{scl}(y^+)]^2 + [\omega_{log}(y^+)]^2 \right\}^{0,5}. \quad (4.57)$$

Uma abordagem similar é realizada para calcular o perfil de velocidade próximo da parede, utilizando a seguinte função de interpolação

$$u_\tau = \left[\underbrace{(u_\tau)^4}_{scl} + \underbrace{(u_\tau)^4}_{log} \right]^{0,25}. \quad (4.58)$$

Essa formulação estabelece a relação entre a velocidade no nó de integração e a tensão de cisalhamento na parede. Para a equação k é aplicada uma condição de fluxo igual à zero, o que é válido para baixo Reynolds no limite da região logarítmica.

Vieser *et al* (2002) apresentam um trabalho completo sobre diferentes abordagens de tratamentos próximos a parede, enfatizando os bons resultados obtidos com tratamento automático próximo da parede para modelos baseados em ω .

4.3 Especificação da Malha Próxima à Parede

Um dos pontos principais para o bom desempenho de um modelo de turbulência é a resolução adequada da camada limite e o correto espaçamento da malha entre a parede e o primeiro nó.

Inicialmente, este trabalho segue as recomendações contidas no manual do programa ANSYS CFX, versão 11.0. De acordo com as recomendações para os modelos de turbulência classificados como de baixo Reynolds, classificação que inclui o modelo de turbulência SST, os seguintes critérios deverão ser atendidos:

- Número mínimo de nós dentro da região da camada limite e
- O espaçamento da malha entre a parede e o primeiro nó, Δy .

O último parâmetro, Δy , está diretamente correlacionado ao valor do y^+ . Esse, por sua vez, é um parâmetro extremamente importante, tendo em vista as recomendações e faixas de operação que conciliam os modelos de turbulência e o tratamento de parede adotado. As recomendações contidas no manual do programa ANSYS CFX 11.0 são as seguintes:

- Valores de $y^+ < 200$ são aceitáveis caso seja adotado o modelo de tratamento automático de parede;
- Para modelos de baixo Reynolds, definição que inclui o modelo SST, deverá ser atendido o critério de $y^+ \leq 2$;
- Para modelos de baixo Reynolds, a camada limite deverá ser resolvida com um número mínimo de 15 nós na direção normal à parede;
- Para modelos de turbulência que utilizam função de parede deverá ser atendido o critério de $20 \leq y^+ \leq 100$;
- Para modelos de turbulência que utilizam função de parede, a camada limite deverá ser resolvida com um número mínimo de 10 nós na direção normal à parede.

A dificuldade para atender esses critérios reside no fato de que a malha precisa ser gerada sem o conhecimento da tensão de cisalhamento na parede ou da altura da camada limite. Com o objetivo de contornar esse problema é adotada a metodologia para estimativa do espaçamento da malha, entre a parede e o primeiro nó, Δy , com base em recomendações (ANSYS CFX 11.0, 2007) e válida para o tratamento automático de parede. O ponto de partida é a estimativa do número de Reynolds, Re_L , característico para uma placa plana:

$$Re_L = \frac{\rho U_{\infty} L}{\mu}, \quad (4.59)$$

onde, L corresponde ao comprimento característico da placa plana. Para a simulação do escoamento externo, será admitido como comprimento característico o valor do raio do ventilador e, no caso do escoamento interno, L será admitido como sendo o raio do rotor.

A velocidade característica, U_∞ , é estimada por:

$$U_\infty = \omega_p R, \quad (4.60)$$

onde, ω_p é a velocidade periférica do ventilador ou do rotor e R corresponde ao raio do ventilador, para o escoamento externo, ou o raio do rotor para o escoamento interno.

A correlação para o coeficiente de atrito na parede, c_f , é dada por (ANSYS CFX 11.0, 2007, e White, 1991):

$$c_f = 0,025 \text{Re}_L^{-1/7}, \quad (4.61)$$

onde, o índice x , corresponde à distância ao longo da placa partindo da borda de ataque.

A definição para essa estimativa do Δy^+ é dada por:

$$y^+ = \frac{\Delta y u_\tau}{\nu}, \quad (4.62)$$

onde, Δy corresponde ao espaçamento da malha entre a parede e o primeiro nó normal à parede. A parcela u_τ corresponde à velocidade de atrito na parede. Essa é a velocidade característica para um escoamento turbulento para uma dada tensão de cisalhamento na parede, segundo Schlichting e Gersten (2000).

Usando-se a definição de coeficiente de atrito em termos de τ_ω e de u_τ , têm-se:

$$c_f = 2 \frac{\rho u_\tau^2}{\rho U_\infty^2} = 2 \left(\frac{u_\tau}{U_\infty} \right)^2. \quad (4.63)$$

Pode-se eliminar o termo u_τ da equação anterior e substituir na equação 4.62, para obter-se:

$$\Delta y = y^+ \sqrt{\frac{2}{c_f}} \frac{\nu}{U_\infty}. \quad (4.64)$$

Recorrendo à equação 4.61, o termo c_f pode ser eliminado da equação anterior, obtendo-se:

$$\Delta y = Ly^+ \sqrt{80} \text{Re}_L^{1/14} \frac{1}{\text{Re}_L}. \quad (4.65)$$

ou,

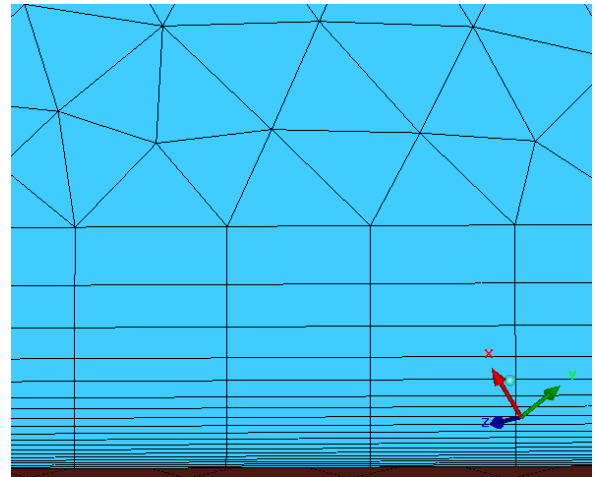
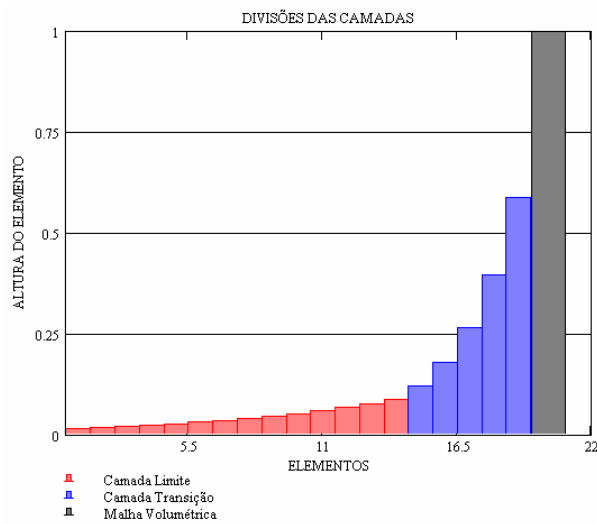
$$\Delta y = Ly^+ \sqrt{80} \text{Re}_L^{-13/14}. \quad (4.67)$$

Essa equação permite estimar, de forma adequada, o espaçamento da malha entre a parede e o primeiro nó (Δy) a partir de um valor de y^+ especificado.

Outro aspecto que deve ser observado para um modelo de turbulência baseado em modelos de baixo Reynolds, é a recomendação do número mínimo de 15 nós, na direção normal à parede e dentro da região da camada limite. Uma forma de estimar a espessura da camada limite, para o escoamento plenamente turbulento é:

$$\delta = 0,035L \text{Re}_L^{-1/7}. \quad (4.70)$$

Cezário e Verardi (2006) reuniram as considerações de estimativa do tamanho da camada limite, distância do primeiro nó até a parede e práticas recomendáveis para a transição da malha na região da camada limite para a malha volumétrica em um procedimento. Esse procedimento também contempla uma progressão geométrica, que permite o controle da taxa de crescimento de um elemento para o próximo, respeitando limites máximos de crescimento recomendados (ANSYS CFX 11.0, 2007). A partir dessa idéia foi gerado uma rotina de cálculo no programa MathCAD 2001i. A partir dessa rotina pode-se especificar o y^+ , o número de nós desejados, na região da camada limite e na camada de transição, e obtêm-se como dados de saída, os parâmetros para a geração de malha de forma a obter os valores desejados de y^+ e, ao mesmo tempo, garantindo uma transição suave da camada limite para a malha volumétrica. A Figura 4.4 exemplifica o procedimento elaborado e também a transição obtida na geração da malha.



a) Metodologia para estimativa de tamanhos de elementos no MathCAD.

b) Exemplo de malha gerada a partir do procedimento do MathCAD.

Figura 4.4 - Geração de malha a partir dos dados do procedimento do MathCAD.

Observa-se na figura 4.4 que a malha inicia com volumes de controle prismáticos e depois se modifica e ajusta-se a uma malha com volumes de controle tetraédrico. Nesse exemplo o volume de controle mais próximo à parede possui espessura de 0,016 mm. Na região da camada limite existem 15 nós e 6 nós na região da camada de transição.

5 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Neste capítulo apresenta-se a metodologia desenvolvida, com base em um código comercial de CFD, utilizando modelos de turbulência do tipo *RANS*, especificamente o modelo *SST*, para prever o escoamento do ar associado aos sistemas de ventilação interno e externo do dispositivo experimental.

As simulações foram divididas em escoamento externo e interno. Os dados obtidos a partir da simulação numérica foram comparados aos dados provenientes da fase experimental, detalhados no capítulo 3, sendo que os parâmetros de comparação foram os valores de velocidade do ar e potência consumida pelos sistemas de ventilação.

Em relação ao código comercial de CFD, foi utilizado o programa ANSYS CFX 11.0. O processo de geração de malhas foi realizado recorrendo ao programa ANSYS ICEM 11.0. Os modelos de CAD foram gerados no programa SolidWorks 2006.

Todas as simulações deste trabalho foram realizadas em duas Workstation DELL 690n, sendo que cada máquina era equipada com dois processadores Xeon 5160 (dois núcleos de processamento por processador), 8 GB de memória, 1 TB de disco rígido (2 x 500 GB – RAID 0), sistema operacional Linux RedHat WS 4.0. O número de núcleos de processamento por simulação foi restrito apenas em função do limite mínimo de 30.000 nós (ANSYS CFX, 2006) por núcleo de processamento. Respeitando esse limite e, diante da disponibilidade de núcleos de processamento, utilizou-se o maior número possível, até o limite disponível de 8 núcleos de processamento. As simulações foram realizadas no Departamento de Pesquisa e Desenvolvimento do Produto da WEG Equipamentos Elétricos – Motores, no período de abril a setembro de 2007.

5.1 Simulação do Escoamento Externo

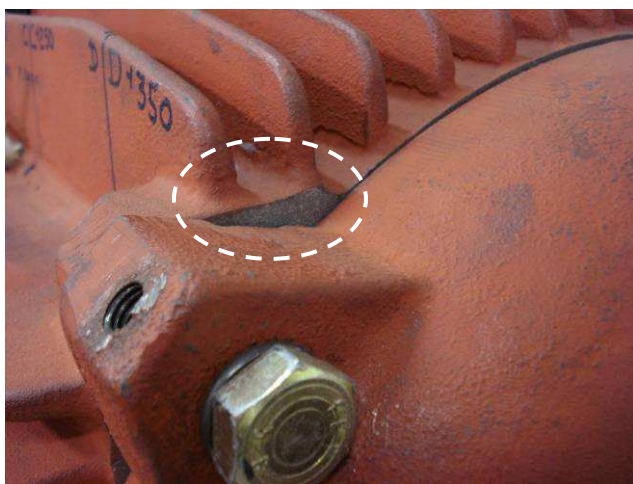
A seguir apresenta-se a metodologia e os critérios desenvolvidos para a simulação do escoamento do ar na região externa do dispositivo experimental. A metodologia apresentada é produto de uma série de simulações, que foram cruciais para a obtenção dos procedimentos demonstrados neste capítulo.

5.1.1 Simplificações Geométricas

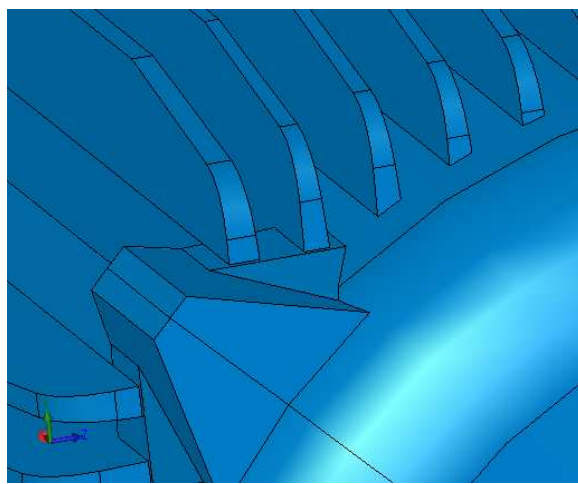
Durante todo o processo de concepção e confecção do dispositivo experimental, procurou-se incorporar o maior número possível de simplificações geométricas com o objetivo de auxiliar na fase de simulação numérica. Todavia, mesmo com essas incorporações, tornou-se necessário realizar pequenas simplificações geométricas durante o

processo de transposição da geometria do domínio físico para o numérico. É válido ressaltar que essas simplificações foram mínimas.

Para o escoamento externo foi necessária a inclusão de uma superfície entre a bolacha de fixação da tampa e a bolacha de fixação da carcaça, resultando em uma transição suave entre os dois componentes, conforme observado na Figura 5.1. Nessa figura também é possível observar que os raios de arredondamento, presentes entre a superfície lateral e o topo da aleta, e o parafuso de fixação da tampa na carcaça foram removidos. O motivo dessas considerações geométricas deve-se ao fato desses detalhes impactarem no custo numérico e contribuírem para a redução da qualidade da malha.



a) Geometria do domínio físico.



b) Geometria do domínio numérico.

Figura 5.1 - Diferenças entre a geometria do domínio físico e numérico.

5.1.2 Considerações sobre o Problema Físico

Uma das maiores dificuldades associadas à simulação numérica do escoamento do ar na região externa do dispositivo experimental reside na fase de geração da malha. A geometria das aletas da carcaça possui uma elevada razão de aspecto³, por exemplo, no caso da carcaça utilizada no dispositivo experimental, essa razão é da ordem de 140:1. Todavia, à medida que o tamanho da máquina elétrica girante cresce essa relação também cresce, e em alguns casos, chega a atingir a razão de 1000:1. O impacto dessa relação sobre a geração da malha é significativo, pois o tamanho do elemento a ser utilizado está correlacionado à largura da aleta. Conseqüentemente, uma razão de aspecto elevada significa um número elevado de elementos nessa região. Para exemplificar a dificuldade associada à geração da malha na superfície das aletas, a Figura 5.2 ilustra a distribuição da malha superficial para uma aleta da carcaça do dispositivo experimental, com razão de aspecto da ordem de 140:1.

³ Razão entre o comprimento e a largura ou altura de um objeto.

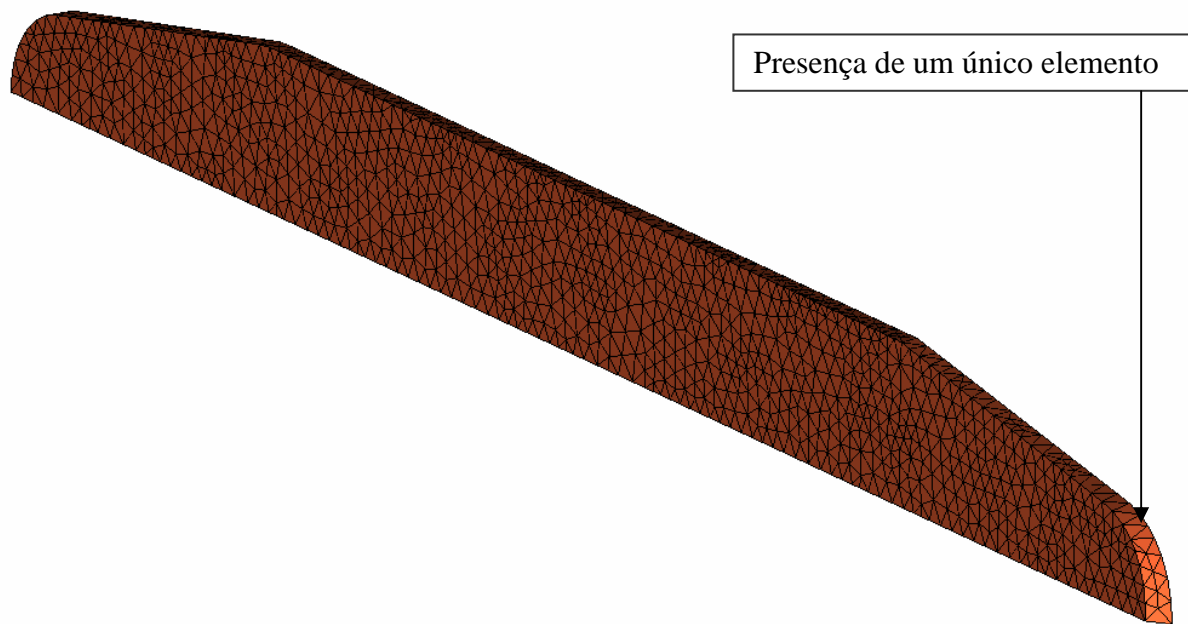


Figura 5.2 - Aleta da carcaça do dispositivo experimental.

Na Figura 5.2 pode-se observar que, para o tamanho da malha adotado, obteve-se uma discretização adequada da geometria lateral da aleta. Todavia, para a região do topo da aleta não se pode afirmar o mesmo, tendo em vista que em alguns pontos existe apenas um elemento ligando uma lateral da aleta à outra. Esse fato, conjugado à presença do efeito de *swirl* na região de saída do sistema de ventilação, possui uma série de implicações, pois a predição dos gradientes das grandezas associadas ao escoamento de uma lateral para a lateral oposta, da mesma aleta, será baseada em um único elemento. Além de comprometer o processo de predição numérica, normalmente, a qualidade da malha nessa região também é comprometida, podendo resultar em uma série de problemas, inclusive na possibilidade de instabilidade do *solver* e, em casos extremos, até na falha do mesmo. Uma forma de contornar esse problema é incrementar o número de elementos na região do topo da aleta e, para evitar outros problemas associados à qualidade da malha, acaba-se mantendo um tamanho uniforme em toda superfície de aleta. Com base nesses fatos e em testes realizados, definiu-se como critério que, a região do topo da aleta deve possuir no mínimo 2 elementos, mas, quanto maior o número de elementos, melhor será a discretização numérica do problema nessa região.

A malha necessária para a discretização adequada da geometria externa do dispositivo experimental, especialmente na região da carcaça, e para contornar o problema da razão de aspecto, implica em um número elevado de nós e, consequentemente, em maior custo computacional. Uma forma de reduzir o custo computacional é adotar a consideração de periodicidade rotacional, o que permite resolver apenas uma parcela do problema físico. Para adotar essa consideração é necessário que a geometria apresente simetria cíclica e o escoamento possua comportamento periódico. No caso do escoamento externo, o conceito de

simetria cíclica é facilmente identificável para o sistema de ventilação externo. Contudo, para a região da carcaça, mesmo para a carcaça especial, sem caixa de ligação, desenvolvida para este trabalho, a adoção da simetria cíclica é questionável em função da presença dos pés na região inferior da carcaça. Todavia, diante do elevado número de nós necessários para a discretização da geometria da carcaça, a adoção do conceito de geometria cíclica é fundamental para tornar viável a resolução desse problema. Na Figura 5.3 é apresentada a geometria do dispositivo experimental e a do modelo de CAD, com a inclusão do conceito de periodicidade.



a) Problema físico.



b) Problema numérico.

Figura 5.3 - Aplicação do conceito de periodicidade ao escoamento externo do ar.

5.1.3 Domínios

Para realizar a simulação do escoamento do ar na região externa da carcaça torna-se necessário dividir o problema em dois domínios, que correspondem aos domínios rotativo e estacionário.

Domínio Estacionário

O domínio estacionário compreende todos os componentes estáticos presentes na geometria externa do dispositivo experimental. Na direção angular, o domínio é limitado por duas interfaces defasadas entre si em 90° , que correspondem à condição de contorno de periodicidade rotacional. Na direção radial, o domínio é limitado por uma superfície normalmente designada pelo termo inglês *farfield*, que posteriormente também é utilizada para definir a condição de contorno de pressão atmosférica (101.325 Pa). Para garantir que a aplicação dessa condição de contorno seja compatível com o problema físico, a mesma foi posicionada a 3 m em relação às superfícies externas do dispositivo experimental (Figura 5.4),

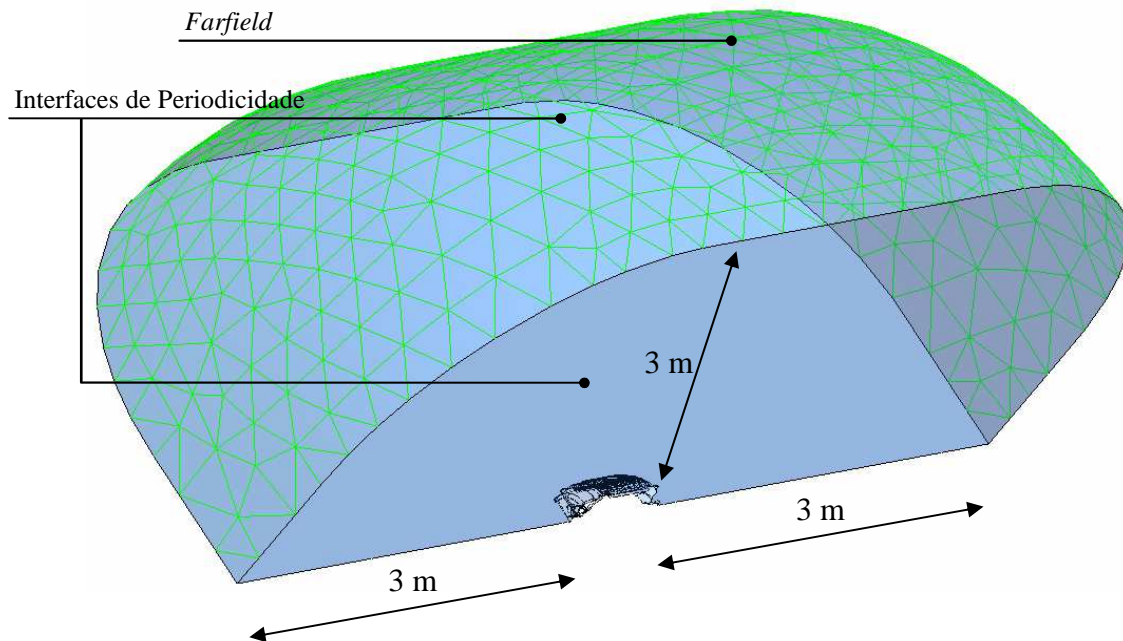


Figura 5.4 – Domínio estacionário.

A permuta das condições de contorno entre o domínio rotativo e o estacionário é realizada por meio de duas interfaces distantes entre si na direção axial, de forma a permitir o posicionamento do domínio rotativo na descontinuidade presente entre essas. A primeira interface está localizada antes do ventilador, onde ocorre a entrada do ar no sistema de ventilação, e a segunda está localizada depois do ventilador, na qual ocorre a saída do ar do sistema de ventilação. Na Figura 5.6 pode-se observar essas interfaces.



Figura 5.5 – Detalhe do domínio estacionário.

Domínio Rotativo

O domínio rotativo engloba os componentes sujeitos ao movimento de rotação e basicamente consiste do ventilador (do sistema de ventilação externo) e a ponta de eixo traseira. A Figura 5.6 apresenta esse domínio e algumas características intrínsecas da

utilização de periodicidade rotacional e do próprio conceito de domínio rotativo. Nessa figura, além do ventilador e da ponta de eixo, pode-se observar o par de interfaces que geram a condição de contorno de periodicidade rotacional e limitam o domínio na direção angular, sendo defasadas 80° entre si. Na direção axial, o domínio é limitado por duas interfaces, uma localizada antes do ventilador, na qual ocorre a entrada do ar no sistema de ventilação, e outra localizada depois do mesmo, na qual ocorre a saída do ar do sistema de ventilação. Na direção radial, o domínio é limitado por uma parede, que corresponde à superfície interna da defletora. A adoção dessa parede dentro do domínio rotativo possui a função de minimizar o número de interfaces, uma vez que cada interface representa um custo computacional adicional. O fato da parede da defletora estar localizada dentro do domínio rotativo pode ser facilmente contornado adotando-se a condição de contorno de parede estacionária ou *counter rotating wall*.

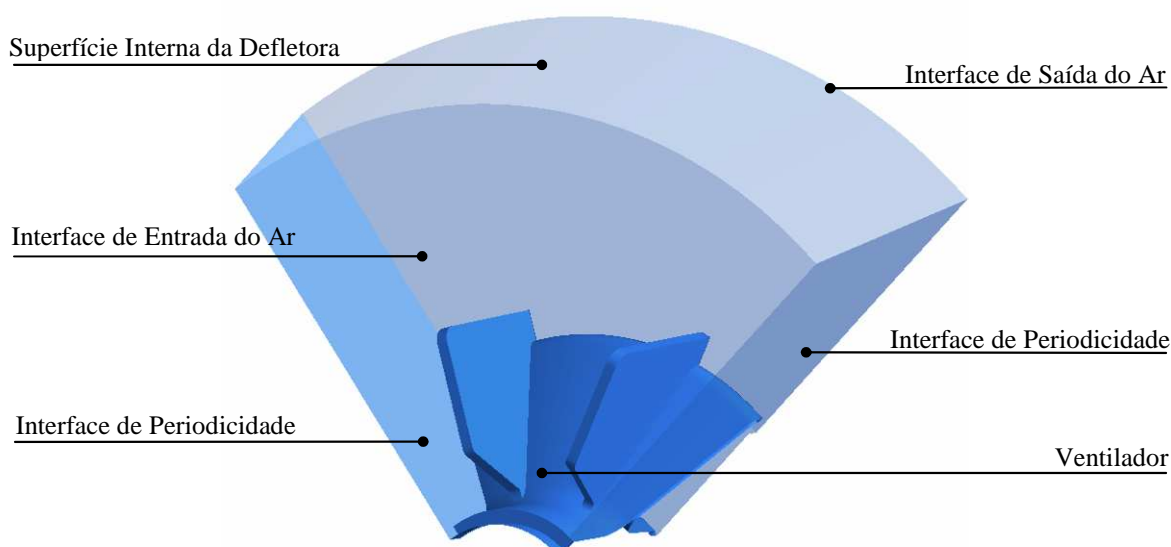


Figura 5.6 – Domínio rotativo.

Ainda, em relação à permuta das condições de contorno entre o domínio rotativo e o estacionário, deve-se mencionar que, para ambas as interfaces, foi adotado o modelo *stage*. Esse modelo repassa uma média angular de um domínio para o outro e, devido ao fato do escoamento externo não usar relação de interfaces 1:1 entre o domínio estacionário e rotativo, 90° e 80° respectivamente, esse tratamento acaba sendo o mais adequado por trabalhar com valores médios.

5.1.4 Geração de Malha

Para as simulações associadas ao escoamento externo, adotou-se o uso de malha tetraédrica conciliada à aplicação de camadas prismáticas nas superfícies que representam as paredes. A definição da altura, número de nós e distância do primeiro nó em relação à parede, foi determinada a partir do procedimento elaborado por Cezário e Verardi (2006),

previamente detalhado neste trabalho, de forma a obter um valor de y^+ da ordem de 2. O tamanho da malha superficial foi definido de forma a obter-se um número mínimo de 2 nós na espessura da aleta (Figura 5.7). Esse mesmo tamanho de malha foi adotado para todas as superfícies que representam paredes no domínio estacionário (Figura 5.8), visando obter uma melhor qualidade da malha para a geração das camadas de prisma.

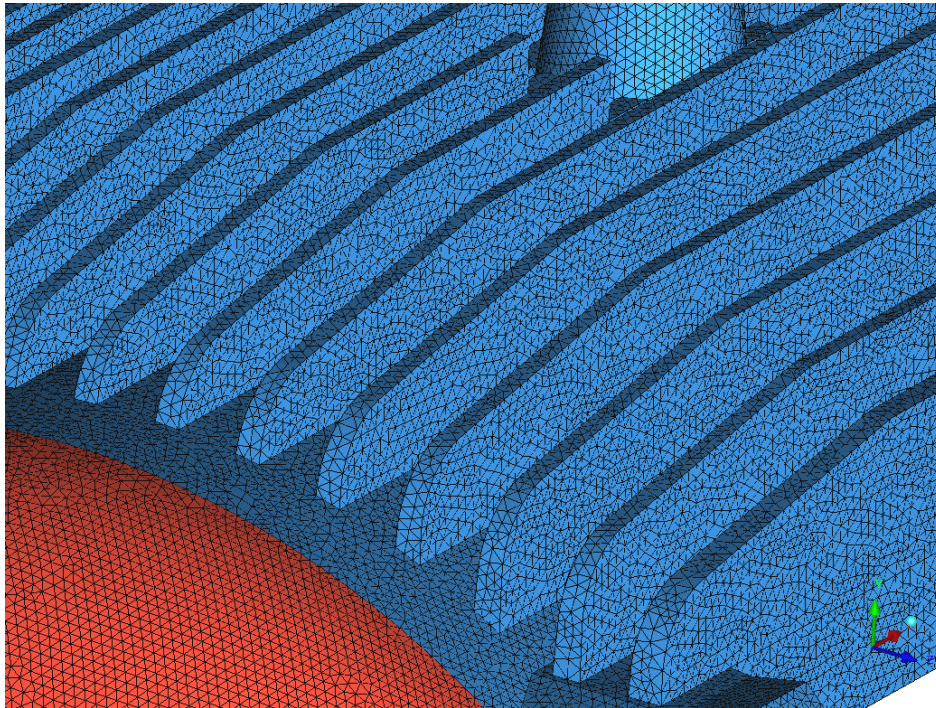


Figura 5.7 - Detalhe da malha superficial para o domínio estacionário.

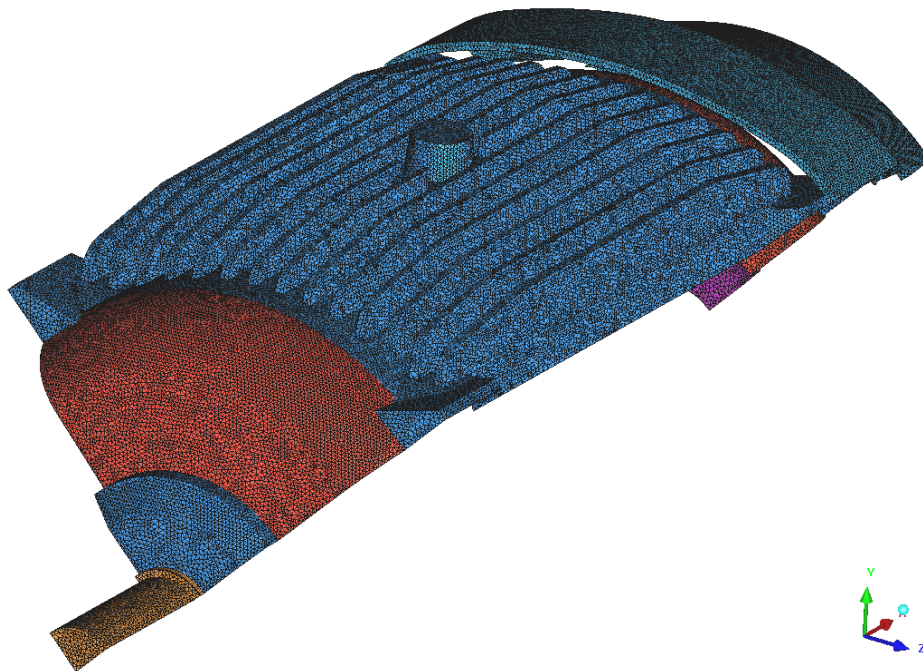


Figura 5.8 - Malha superficial do domínio estacionário.

A malha superficial foi gerada pelo método *Octri* e recebeu um processo de alisamento, ou *smooth*, com o objetivo de melhorar a qualidade dos elementos. Concluída a

malha superficial, gerou-se a malha volumétrica com base na superficial, utilizando o método *Advancing Front*, resultando em um total de 1.087.256 nós. Embora o processo de geração da malha volumétrica por esse método seja mais demorado e resulte em um maior número de nós, quando comparado ao método *Octri* volumétrico, por exemplo, a malha obtida apresenta qualidade superior, especialmente quando se observa o tamanho de um elemento em relação aos elementos vizinhos. Novamente, foi repetido o processo de alisamento, visando agora melhorar a qualidade dos elementos volumétricos. Uma visão geral da malha volumétrica obtida pelo método *Advancing Front* é apresentada na Figura 5.9.

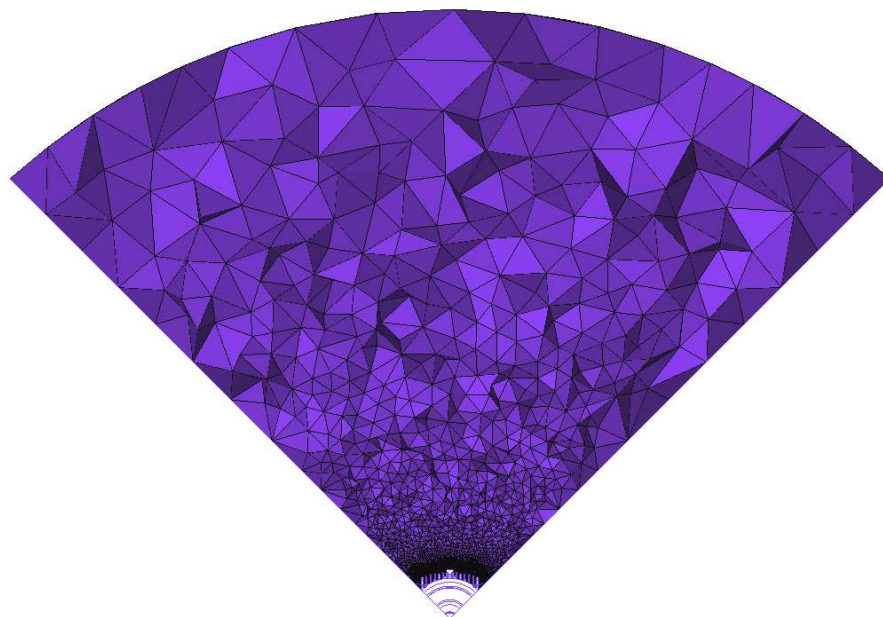


Figura 5.9 – Transição da malha volumétrica.

A Figura 5.10 apresenta um detalhe da transição suave da região superficial para a região volumétrica. Pode-se observar que a diferença de tamanho entre os elementos vizinhos é pequena, fato que contribui para a solução numérica do problema.

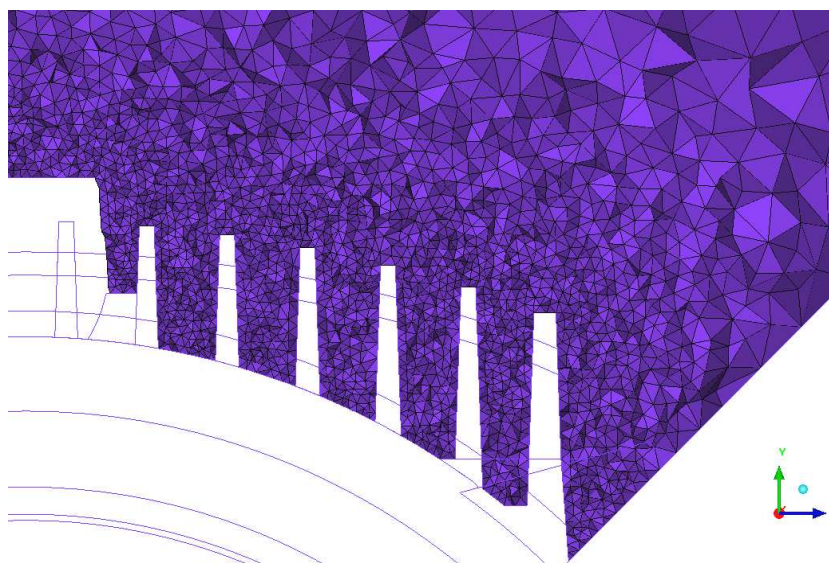


Figura 5.10 – Transição da malha volumétrica.

Finalizada a geração da malha volumétrica, iniciou-se o processo de inclusão das camadas de prismas para obter uma melhor discretização do escoamento junto à parede. A geração das camadas de prismas foi dividida em três etapas. Na primeira etapa foi gerada uma única camada de prisma com altura igual à soma da camada limite e de transição. Na segunda etapa, dividiu-se a camada de prisma em camada limite e de transição. Finalmente, na terceira e última etapa, cada uma das camadas foi dividida de acordo com o número de nós e taxas de crescimento previamente calculado. O resultado dessa metodologia é ilustrado na Figura 5.11, na qual é possível observar a qualidade obtida na transição do primeiro até o último elemento prismático e na transição do último elemento prismático para o primeiro elemento tetraédrico. Embora somente a malha do domínio estacionário tenha 2.852.381 nós, o procedimento adotado para a geração dos elementos prismáticos não resultou na geração de nenhum elemento do tipo pirâmide, fato que atesta a validade da metodologia desenvolvida.

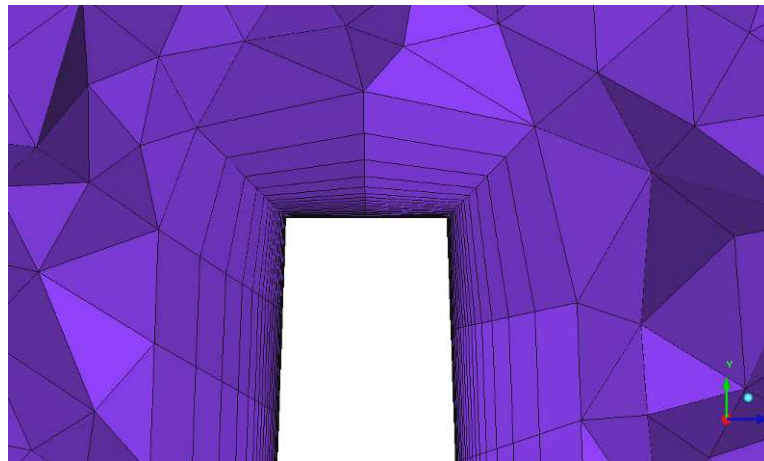


Figura 5.11 – Malha volumétrica com camadas de elementos prismáticos.

Para o domínio rotativo, foi adotado o mesmo método de geração de malha, resultando em uma boa qualidade de transição dos elementos, conforme pode ser observado na Figura 5.12. Em relação ao tamanho da malha do domínio rotativo, obteve-se um total de 343.814 nós, apenas para a malha volumétrica. Com a inclusão das camadas de prismas esse valor foi modificado para um total de 745.526 nós, e novamente a metodologia de geração de malha mostrou-se adequada, uma vez que não foi obtido nenhum elemento do tipo pirâmide.

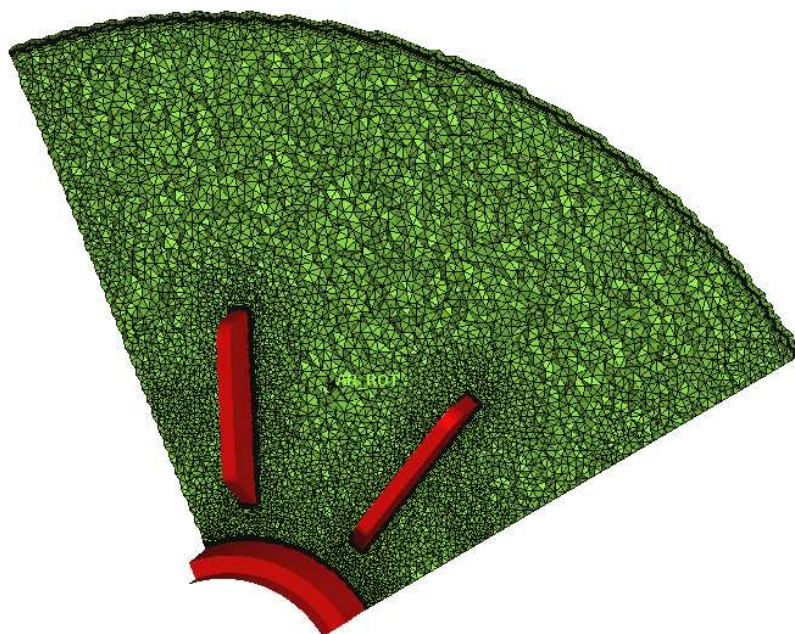


Figura 5.12 – Malha do domínio rotativo.

Na Figura 5.13 pode-se observar a camada de prismas na região da pá do ventilador e a boa qualidade de transição obtida entre as camadas de prismas e da última camada de prisma para os elementos tetraédricos.

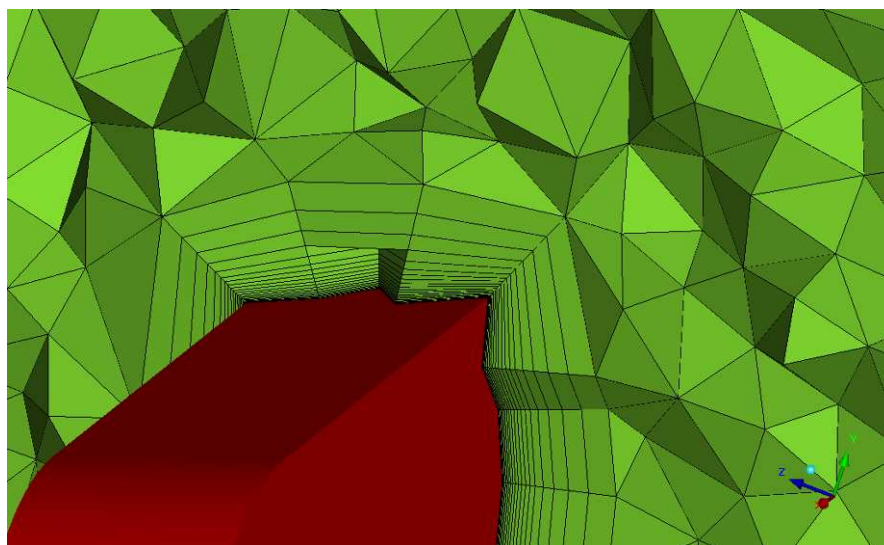


Figura 5.13 – Detalhe da malha do domínio rotativo.

Por fim, deve-se mencionar que, embora malhas do tipo hexaédricas resultem em uma qualidade superior e ao mesmo tempo em um número inferior de nós, quando comparadas a malhas tetraédricas, tentativas de geração desse tipo de malha para a geometria externa não foram promissoras. O processo de geração da malha hexaédrica é praticamente manual e, conciliado à complexidade da geometria externa, acaba resultando em um tempo elevado de geração da malha, fator que tornou inviável a adoção desse conceito de geração de malha para o escoamento externo.

5.1.5 Critério de Convergência

O critério de convergência inicialmente definido para este trabalho foi valores de resíduos *rms* (*root mean square*), para as parcelas de conservação da quantidade de movimento (u , v , w) e equação da conservação de massa (p), inferiores a 5.10^{-5} , adotando esquema advectivo *High Resolution*. Esse critério foi definido com base nas recomendações do fabricante do código comercial de CFD utilizado (ANSYS CFX 11.0, 2007).

Após a realização das primeiras simulações do escoamento externo, ficou claro que atingir o critério de convergência de 5.10^{-5} consistia em uma tarefa difícil, uma vez que foi observado, em diferentes simulações, um comportamento oscilatório dos valores de resíduo em torno de um valor médio, acima do critério de convergência recomendado. Todavia, nessa fase, existiam dúvidas em relação à qualidade da malha e foram realizados outros testes visando eliminar a possibilidade da dificuldade de convergência estar associada a parâmetros da malha. Os resultados obtidos com diferentes malhas resultaram no mesmo comportamento de resíduo observado inicialmente. Tendo em vista que a dificuldade de obtenção do critério de convergência não estava associada aos parâmetros da malha, optou-se por exportar os resíduos e analisar a sua intensidade em cada um dos elementos. Uma análise cuidadosa revelou que os resíduos de maior intensidade estavam localizados na região posterior ao término da carcaça, especificamente, na região posterior a tampa dianteira (Figura 5.14).

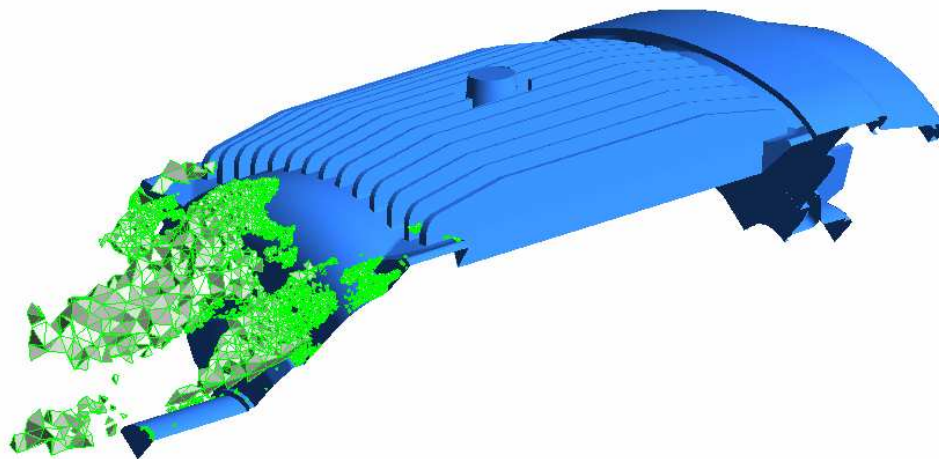


Figura 5.14 – Região com resíduos de maior intensidade.

Uma vez identificada a localização dos resíduos de maior intensidade, optou-se por analisar o comportamento do escoamento nessa região. Como resultado dessa avaliação observou-se a presença de estruturas de recirculação (Figura 5.15), variando sua localização ao longo das interações. Essas estruturas explicam a dificuldade em atingir o critério de convergência originalmente definido. Nesse caso, a oscilação dos resíduos durante a fase de

simulação, conciliada à análise dos resíduos e do comportamento do escoamento, permitem concluir que a solução numérica em regime permanente não é adequada para essa região e caso deseje-se avaliar o escoamento nessa região deve-se partir para uma solução em regime transiente.

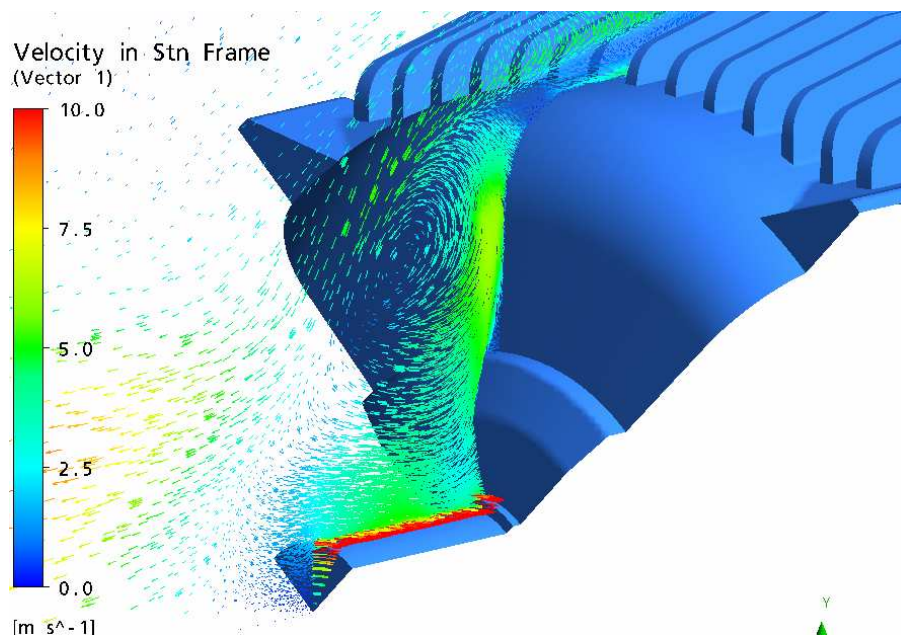


Figura 5.15 – Região de recirculação.

Por outro lado, os dados de interesse para a simulação do escoamento externo é o comportamento da velocidade do ar nos canais formados entre as aletas e o valor de potência consumida pelo sistema de ventilação. Na fase de análise dos resíduos observou-se que as regiões de interesse apresentavam valores inferiores ao critério estabelecido de resíduo. Todavia, o critério de convergência é estabelecido com base no valor *rms* dos domínios de simulação e o problema passou a ser, então, como avaliar a obtenção do critério de convergência na região de interesse durante o processo de simulação. Para contornar esse problema, optou-se em monitorar os resíduos, na região de interesse, de forma indireta, através da inserção de pontos de monitoramento da velocidade do ar nos canais formados entre as aletas, exemplificado na Figura 5.16.

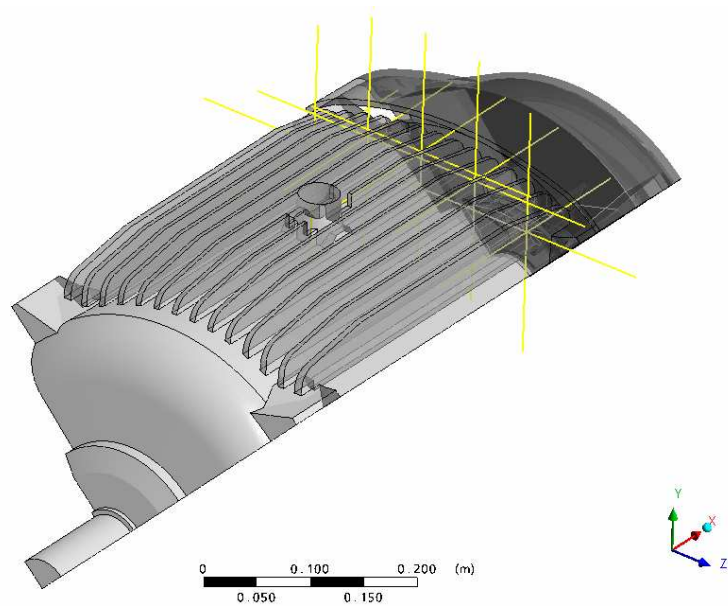


Figura 5.16 – Pontos de monitoramento durante o processo de simulação.

Essa abordagem revelou-se extremamente útil, pois embora os resíduos apresentem comportamento oscilatório a partir de um dado ponto da solução, o monitoramento da grandeza velocidade permite determinar, indiretamente, o ponto a partir do qual os valores de resíduo conduzem a uma solução numérica adequada na região de interesse. Na Figura 5.17 exemplifica-se essa constatação, na qual se observam dois gráficos de monitoramento, sendo o primeiro das parcelas de resíduo *rms* e o segundo referente aos pontos de monitoramento de velocidade do ar. É possível notar que, com base no gráfico de resíduos *rms*, o comportamento oscilatório é caracterizado a partir da iteração de número 250. Todavia, a estabilização dos pontos de monitoramento de velocidade do ar ocorre apenas a partir da iteração de número 350. Com base nesses dados, optou-se por admitir como critério de convergência os menores valores de resíduos conciliados ao monitoramento das grandezas de interesse, nas regiões de interesse, sendo que a estabilização dessas serve como critério de finalização da simulação.

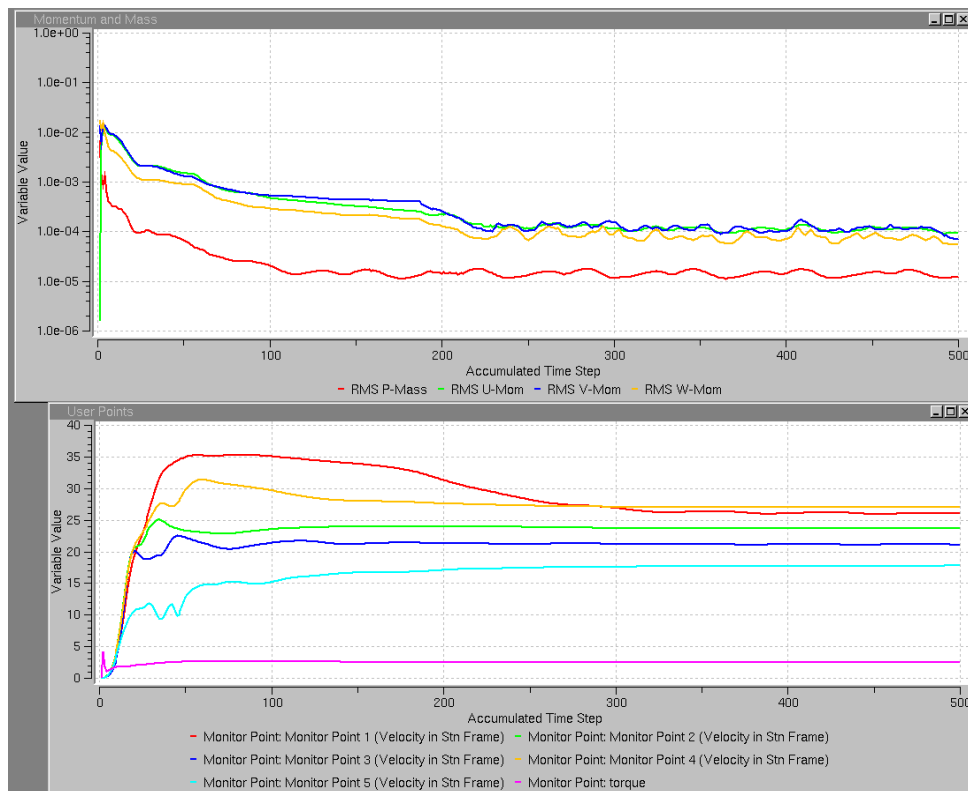


Figura 5.17 – Gráfico de convergência e de monitoramento.

5.1.6 Parâmetros Adicionais de Simulação

As simulações do escoamento externo foram resolvidas na condição de regime permanente, com passe de tempo correspondente ao valor de $1/\omega_a$, onde ω_a corresponde a velocidade angular em rad/s. O recurso de dupla precisão foi utilizado para eliminar problemas associados à razão de aspecto de alguns elementos, especialmente nas primeiras camadas de prisma.

Para as regiões de parede foi utilizada a condição de contorno de parede sem deslizamento, conciliada ao tratamento de parede automático, uma vez que o modelo de turbulência SST permite o uso desse tratamento de parede.

5.1.7 Comparação dos Resultados Numéricos com os Experimentais

Ao todo foram realizadas mais de 50 simulações para o escoamento externo. Contudo, serão apresentados apenas os resultados obtidos com a malha tetraédrica e com a mesma malha acrescida dos elementos prismáticos nas regiões de parede, sendo que as características dessas foram descritas no tópico 5.1.4.

A seguir são apresentados os resultados de y^+ , velocidade do ar entre as aletas e potência consumida pelo sistema de ventilação externo.

Resultados de y^+

Devido à importância do valor do parâmetro y^+ para o funcionamento adequado das funções de tratamento de parede, os valores desse parâmetro, obtido para duas diferentes malhas, são apresentados a seguir. É válido lembrar que y^+ é um parâmetro adimensional relacionado a distância em relação à parede e seu equacionamento foi previamente abordado no item 4.3, Equação 4.62. Na Figura 5.18 são apresentados os valores de y^+ na região da carcaça, para malha sem camadas de prismas. Nessa figura é possível observar que os valores do y^+ decrescem ao longo do comprimento da carcaça, proporcionalmente à redução da velocidade do escoamento ao longo da carcaça. Na parte inferior dessa figura apresenta-se os valores máximos, mínimos e médios do y^+ .

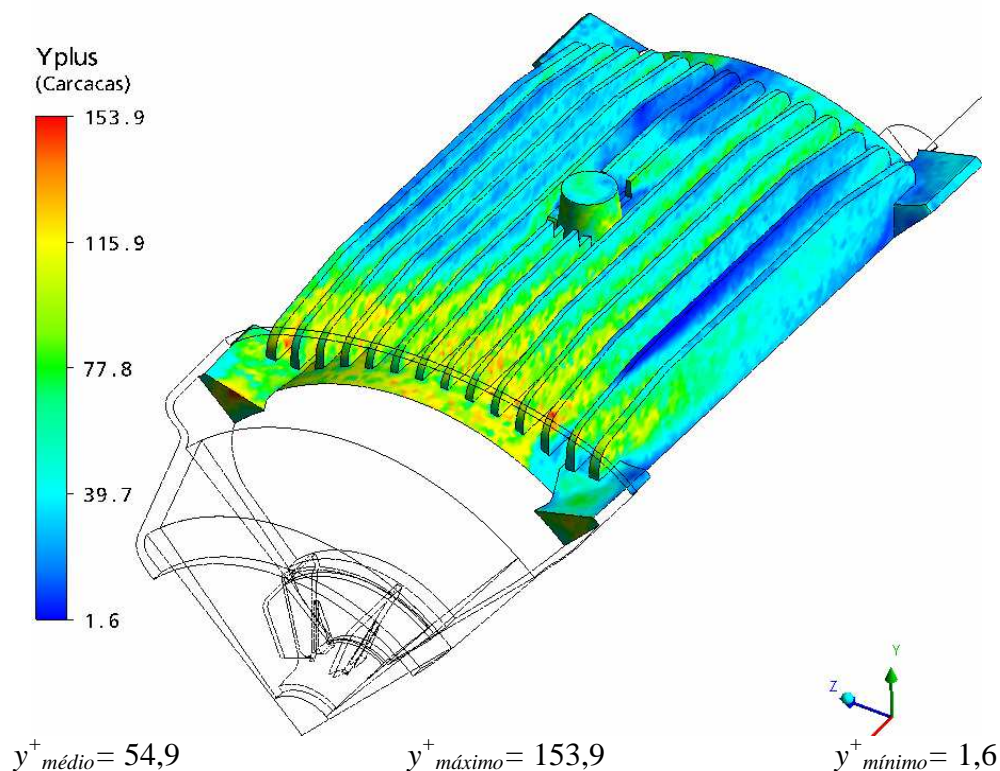


Figura 5.18 – Valores de y^+ para a região da carcaça – malha sem prismas.

Na Figura 5.19 são apresentados os valores de y^+ na região da carcaça, para malha com camadas de prismas. O impacto da inserção das camadas de prismas é claramente observado em função da transição suave dos valores do y^+ ao longo da carcaça. Observando o valor médio do y^+ na parte inferior dessa figura, pode-se verificar que o dimensionamento da camada de prisma foi realizado de forma adequada, uma vez que se obteve um valor médio da ordem de 0,9.

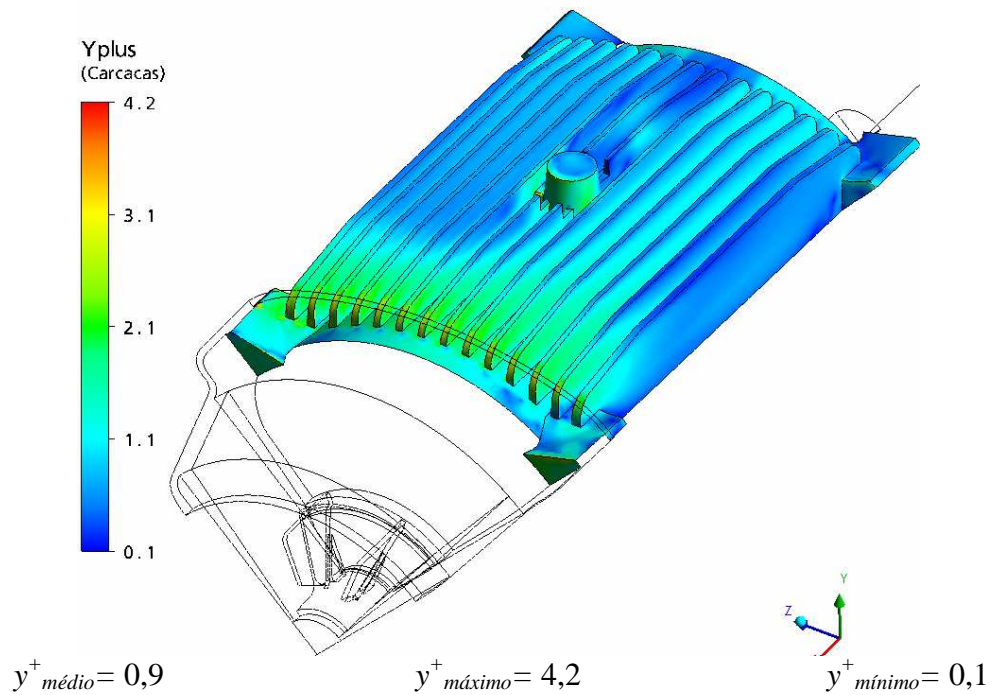


Figura 5.19 – Valores de y^+ para a região da carcaça – malha com prismas.

Velocidade do Ar entre as Aletas

A fim de comparar os valores de velocidade do ar obtidos experimentalmente, com os valores provenientes da simulação numérica, adquiriu-se a média da velocidade do ar sobre uma linha posicionada no centro do canal, formado entre as aletas, e distante 10 mm em relação à superfície da carcaça. O comprimento adotado para essa linha é igual ao do sensor de medição utilizado na fase experimental, uma vez que essa linha representa o sensor de medição, no domínio numérico. De forma análoga à fase experimental os valores de velocidade do ar foram obtidos para cada um dos pontos de medição e em cada uma das seções de medição, totalizando 52 pontos de medição. Na Figura 5.20, compara-se o critério adotado na fase experimental com o adotado na fase numérica.

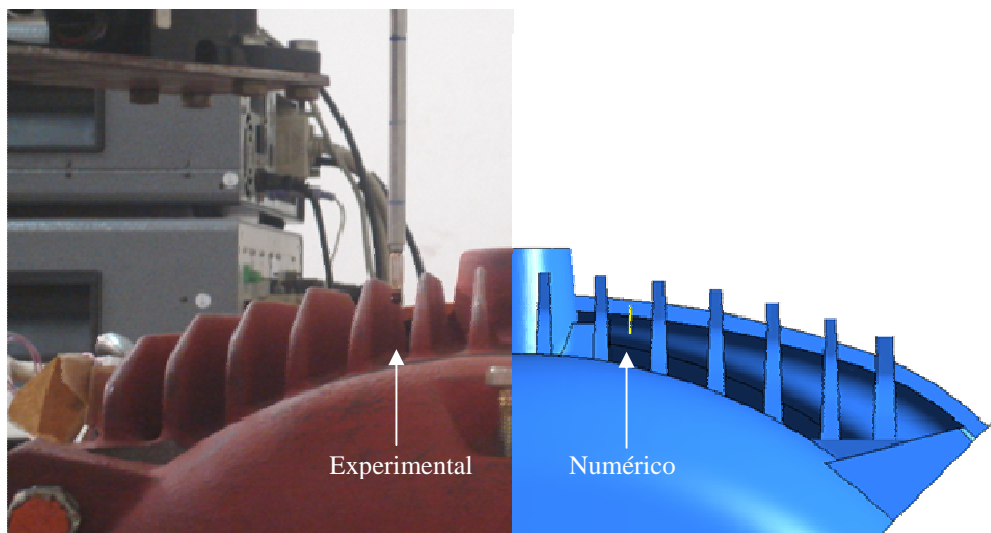


Figura 5.20 – Obtenção do valor de velocidade do ar dos resultados numéricos.

A sequência de figuras de 5.21 a 5.24 compara os valores obtidos experimentalmente com os valores obtidos para a malha sem prismas e com prismas, para cada uma das 4 seções de medição (detalhes das posições de medição podem ser obtidos na Figura 3.22). A malha sem prismas é designada por $y^+ \approx 55$, que corresponde ao valor do y^+ médio obtido com essa malha na superfície da carcaça e, de forma análoga, a malha com prismas é designada por $y^+ \approx 1$. Observa-se que os resultados obtidos a partir da malha $y^+ \approx 55$ apresentam oscilações bruscas em determinados pontos, enquanto que os resultados provenientes da malha com $y^+ \approx 1$ apresentam variações mais suaves, e mesmo quando o valor numérico afasta-se do valor experimental a tendência do comportamento do escoamento é representada. Atenção especial deve ser destinada aos resultados obtidos com a malha de $y^+ \approx 1$, uma vez que, de forma geral, esses resultados apresentam boa concordância com os dados experimentais.

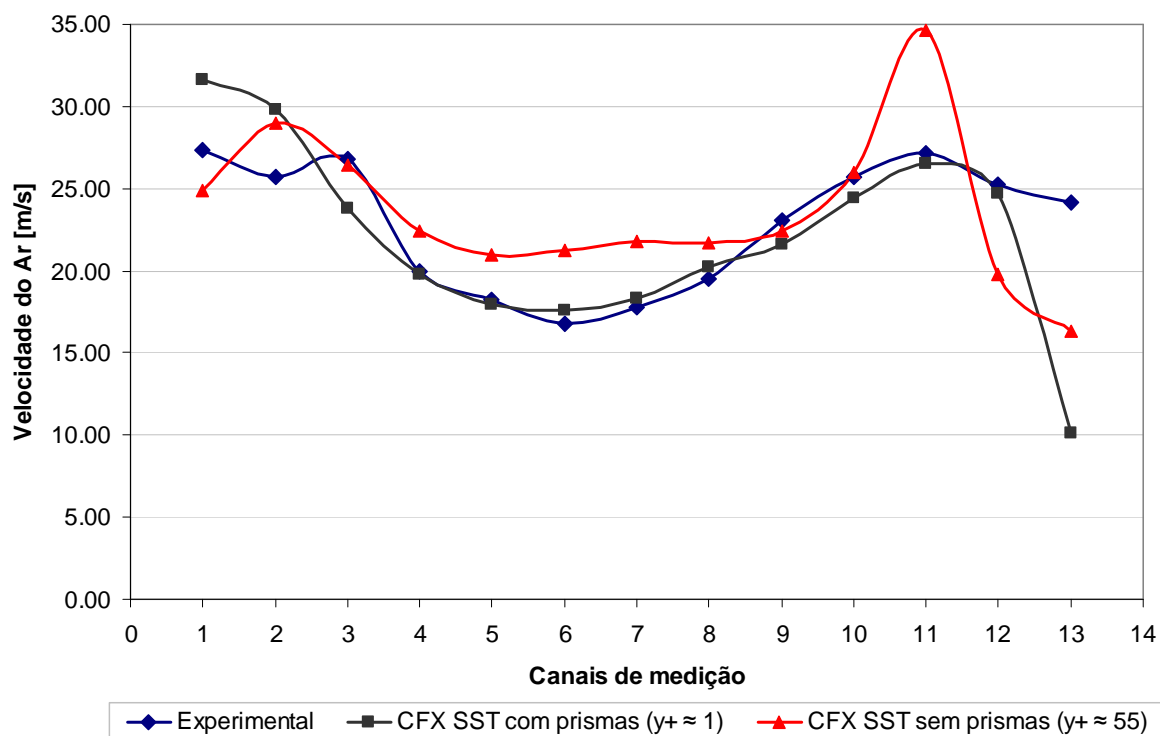


Figura 5.21 – Resultados experimentais e numéricos para velocidades do ar – Seção de medição A – 3600 rpm.

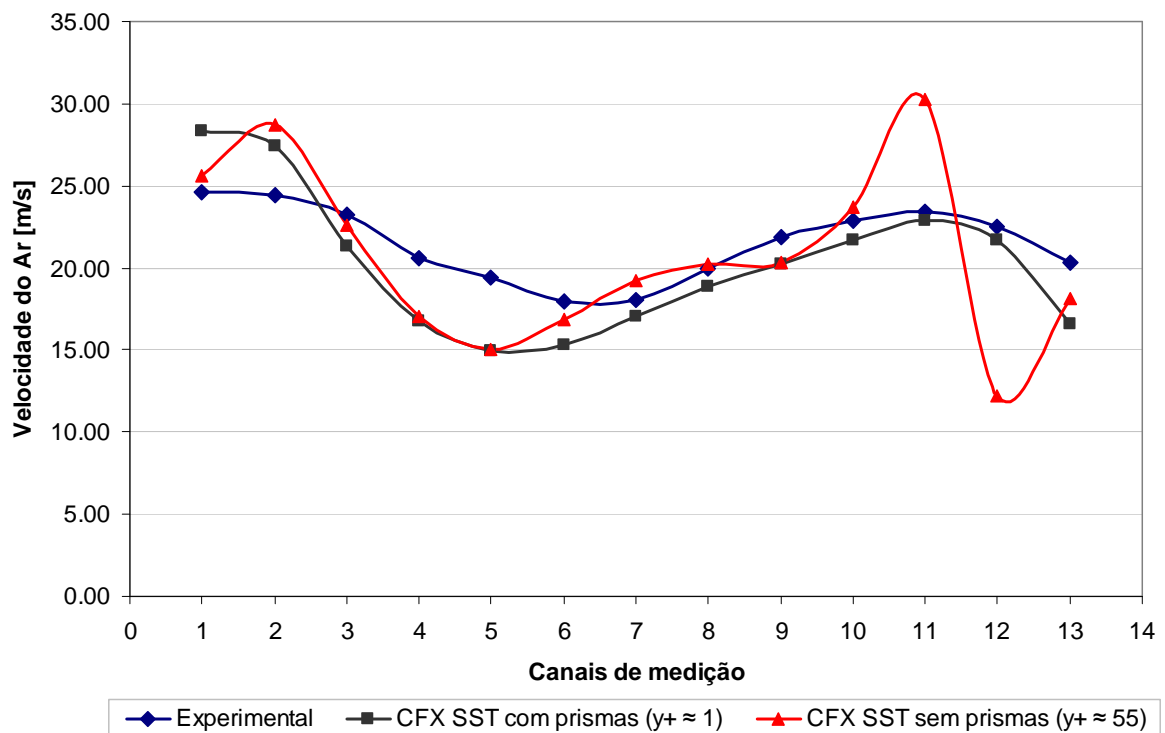


Figura 5.22 – Resultados experimentais e numéricos para velocidades do ar – Seção de medição B – 3600 rpm.

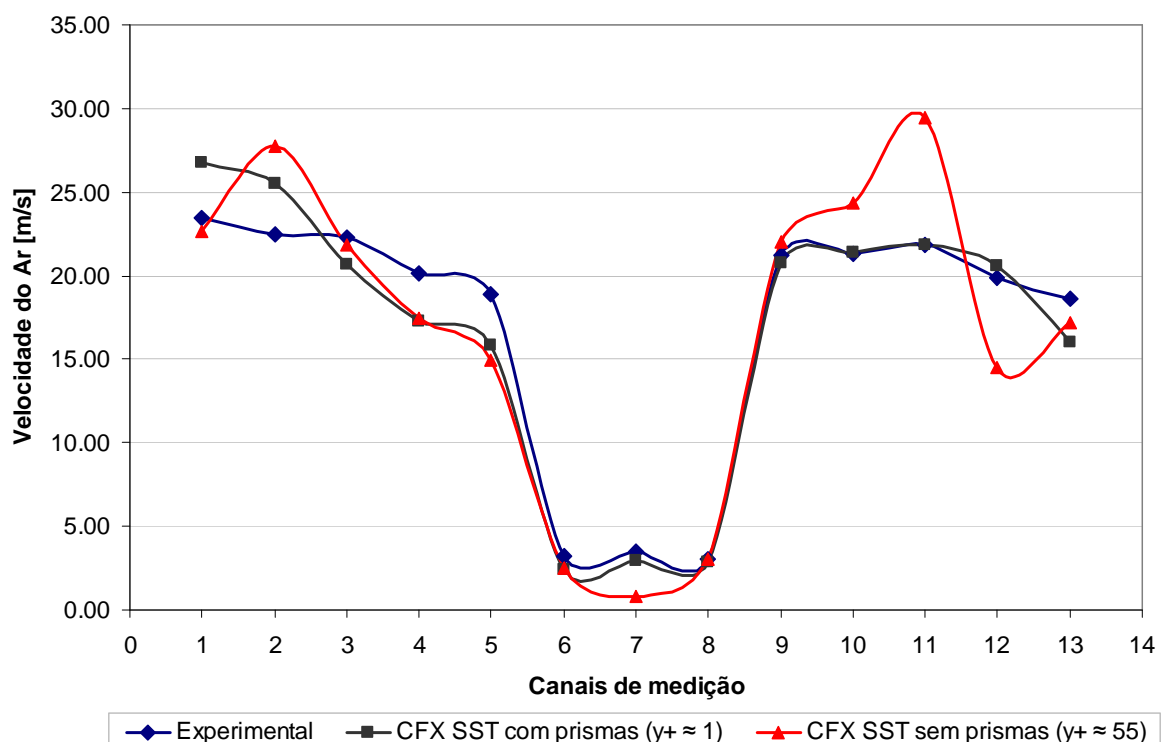


Figura 5.23 – Resultados experimentais e numéricos para velocidades do ar – Seção de medição C – 3600 rpm.

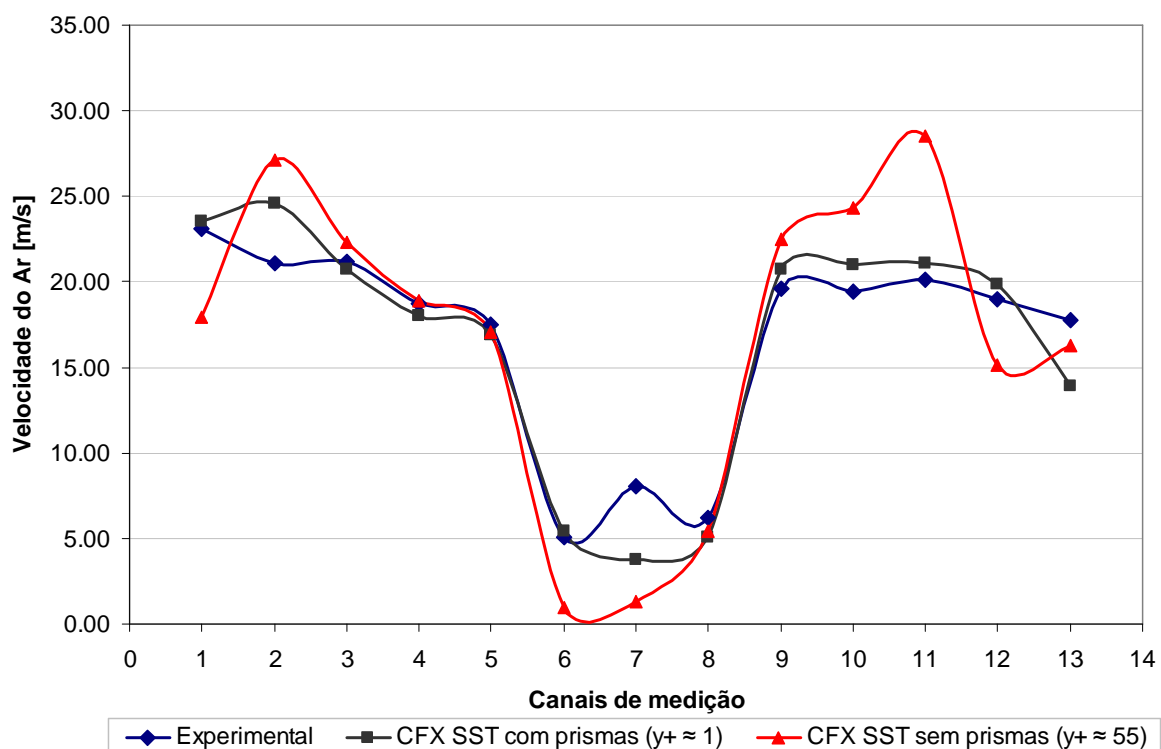


Figura 5.24 – Resultados experimentais e numéricos para velocidades do ar – Seção de medição D – 3600 rpm.

Potência Consumida

Um procedimento em *shell script* foi elaborado para realizar as simulações em cinco rotações distintas. O valor do torque, sobre a superfície do ventilador, foi monitorado ao longo das iterações (Figura 5.25). Para cada rotação foram realizadas 300 iterações e o valor do torque foi determinado a partir da média das últimas 100 iterações. Uma vez conhecido o valor do torque, a potência consumida pelo sistema de ventilação pode ser determinada a partir do produto do torque pela velocidade angular.

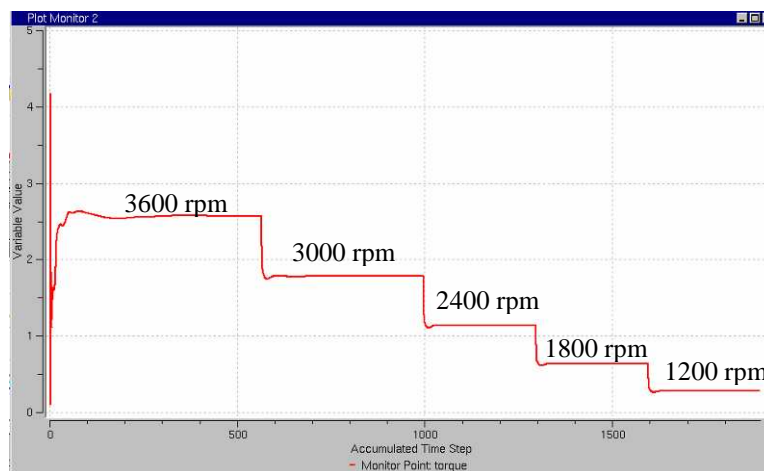
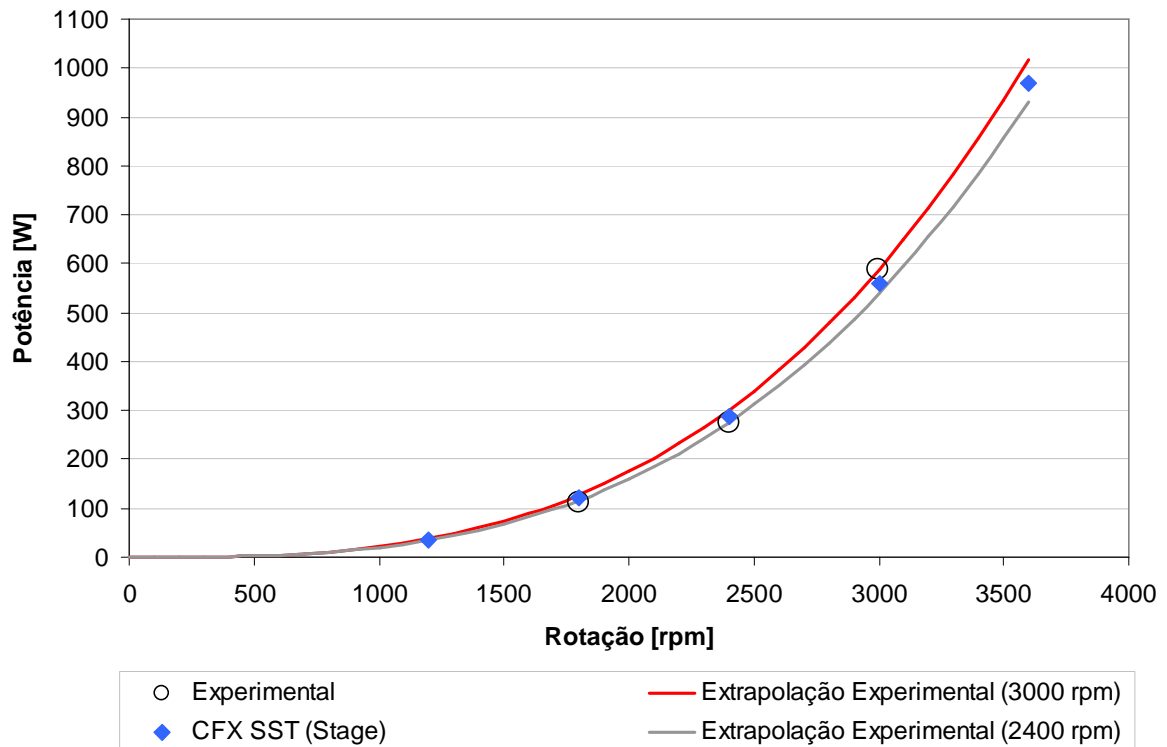


Figura 5.25 – Monitoramento do torque durante a simulação.

Na Figura 5.26 compara-se os valores provenientes da simulação numérica aos valores obtidos experimentalmente e a extrapolação dos resultados experimentais a partir das rotações de 2400 e 3000 rpm. As diferenças encontradas entre os valores experimentais e numéricos podem ser consideradas satisfatórias e, caso considere-se o valor médio das duas extrapolações, essa diferença é reduzida, a ponto de ser sobreposta à incerteza de medição.



Rotação	1200 rpm	1800 rpm	2400 rpm	3000 rpm	3600 rpm
Diferença (Valores Experimentais)	---	-8,11 %	-3,77 %	4,79 %	---
Diferença (Extrapolação 3000 rpm)	7,02 %	5,55 %	4,90 %	4,79 %	4,70%
Diferença (Extrapolação 2400 rpm)	-1,45 %	-3,06 %	-3,77 %	-3,88 %	-3,98 %

Figura 5.26 – Comparativo entre resultados experimentais e numéricos.

As comparações efetuadas, de velocidade do ar e potências consumida, mostraram que a simulação numérica em regime permanente é capaz de capturar os principais comportamentos associados ao escoamento externo. Reforçando a confiança em relação a aspectos de definição de malha e de critério de convergência.

5.2 Simulação do Escoamento Interno

Para a simulação do escoamento interno, inicialmente adotou-se a metodologia desenvolvida para o escoamento externo. Todavia, essa metodologia demonstrou não ser aplicável para o escoamento do ar na região da cabeça de bobina. Neste tópico apresenta-se o

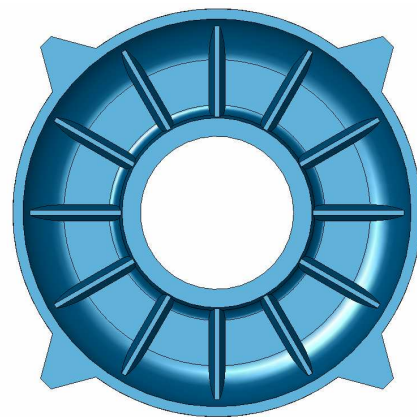
motivo pelo qual a metodologia desenvolvida para o sistema de ventilação externo não é aplicável para o sistema de ventilação interno e a nova metodologia desenvolvida para a simulação numérica do sistema de ventilação interno.

5.2.1 Simplificações Geométricas

No processo de modelamento numérico da geometria do dispositivo experimental foi realizada uma única simplificação, que consistiu em não considerar os 3 ressaltos na geometria interna da tampa, provocados pelos rebaixos na superfície externa da tampa necessários para a fixação das castanhas de usinagem (Figura 3.5). A remoção dessa geometria visa tornar viável a aplicação do conceito de periodicidade. Essa consideração pode ser observada na Figura 5.27.



a) Geometria do domínio físico.



b) Geometria do domínio numérico.

Figura 5.27 - Diferenças entre a geometria do domínio físico e numérico.

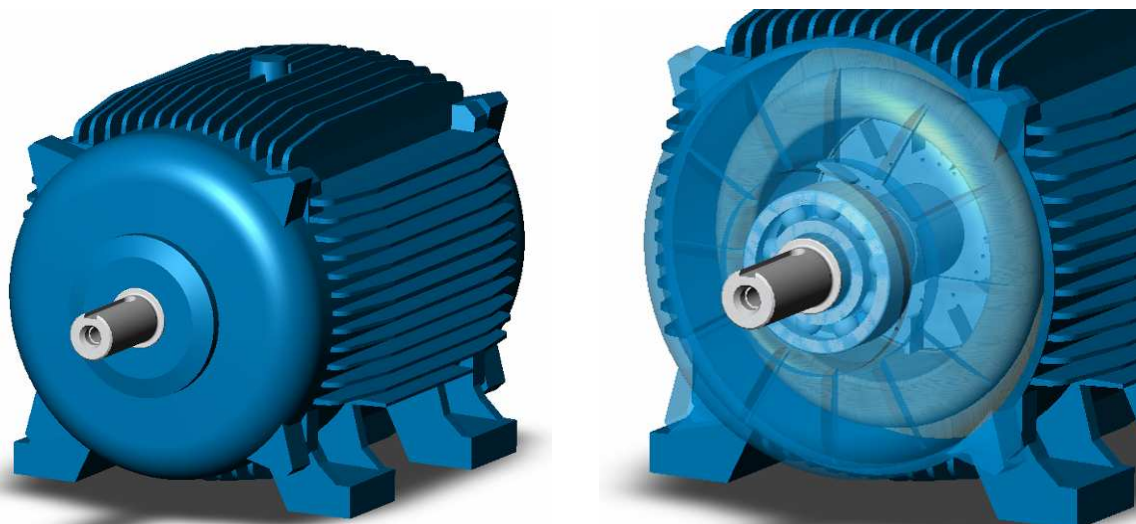
5.2.2 Considerações sobre o Problema Físico

De forma análoga à consideração realizada para o escoamento externo, o conceito de periodicidade rotacional foi adotado para o escoamento interno. O conceito de simetria cíclica é facilmente identificado para a geometria interna do dispositivo experimental, tendo em vista que a cabeça de bobina é formada por um sólido de revolução e o ângulo de periodicidade pode ser definido pela combinação entre o número de aletas do rotor e os reforços na geometria interna da tampa (Figura 5.27). Em função da combinação do número de reforços da tampa, do número de aletas do rotor e, visando obter uma razão de 1:1 entre as interfaces dos domínios estacionário e rotativo, adotou-se o ângulo de 90° entre as interfaces da periodicidade.

5.2.3 Domínios

No caso do escoamento interno, os domínios de simulação têm como condição de contorno as superfícies dos componentes associados à região interna do dispositivo

experimental, ou seja, o domínio de simulação resultante consiste, simplesmente, do ar interno. Para identificar a posição desse domínio de simulação, recorre-se a uma vista externa do dispositivo experimental, apresentado na Figura 5.28-a, e com o auxílio da Figura 5.28-b, na qual a região de interesse é destacada. Posteriormente, na Figura 5.29 apresenta-se o domínio de simulação adotado para as simulações do escoamento interno, com a inclusão de periodicidade rotacional.



a) Problema físico.

b) Detalhe da região de interesse.

Figura 5.28 - Aplicação do conceito de periodicidade ao escoamento externo do ar.

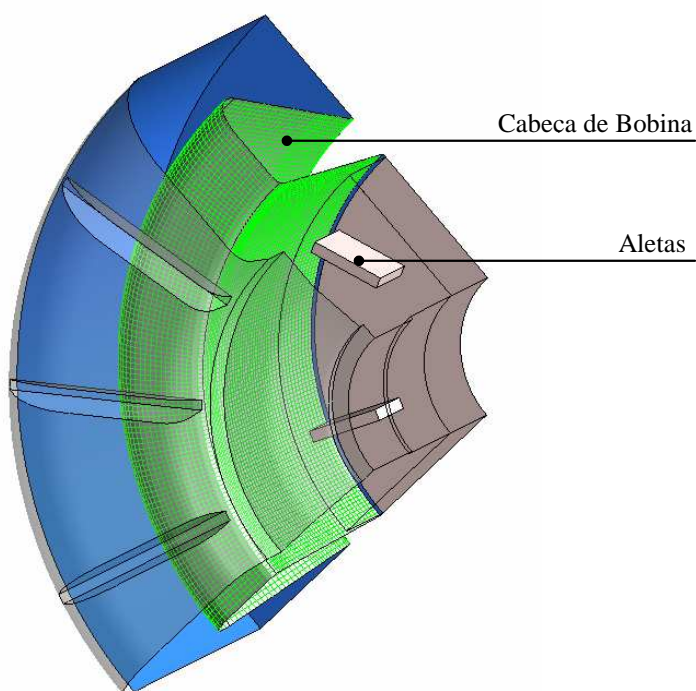


Figura 5.29 – Detalhe do domínio de simulação.

Domínio Estacionário

O domínio estacionário é delimitado pelos componentes: tampa, carcaça, chapa do estator, cabeça de bobina e eixo. Na direção angular, os limites são impostos pelas duas interfaces de periodicidade, defasadas entre si em 90° . Como o domínio de solução é fechado e o escoamento é assumido incompressível, a fim de eliminar dificuldades de referência de pressão, incorporou-se o furo utilizado para inserir o anemômetro no interior do dispositivo experimental, posição de medição RD-095-1, visando utilizar esse ponto como referência de pressão atmosférica (101.325 Pa) (Figura 5.30). Essa consideração é válida não apenas para o dispositivo experimental, mas também para o motor elétrico padrão, uma vez que esse possui um furo de dreno na parte inferior da tampa. Ainda, a geometria do furo foi modificada de circular para quadrangular, visando simplificar o processo de geração da malha hexaédrica.

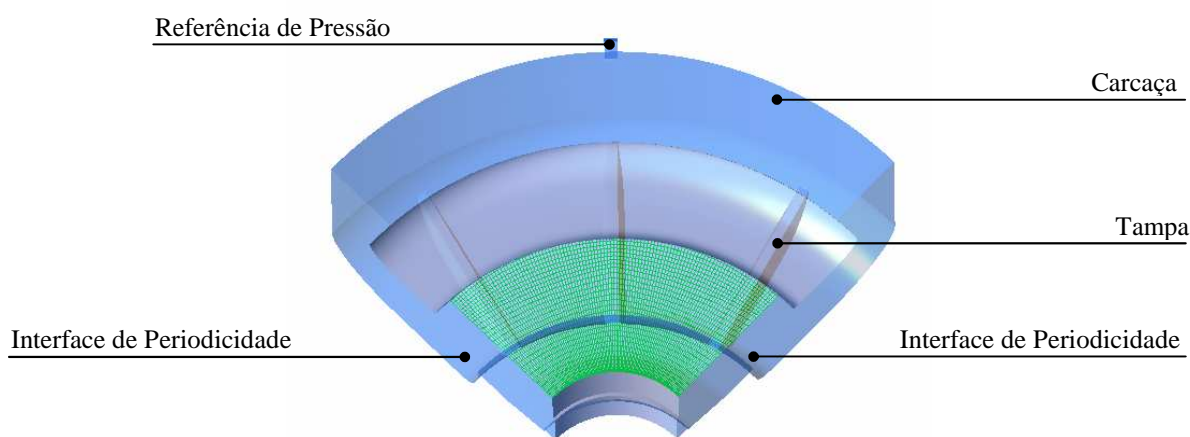


Figura 5.30 – Domínio estacionário.

A troca de informações entre o domínio estacionário e rotativo foi realizada por intermédio de duas interfaces. A primeira, limitando o domínio na direção axial, designada interface superior e a segunda na direção radial, consequentemente sendo designada interface radial. Ambas as interfaces podem ser localizadas na Figura 5.31. Nessa figura também se pode observar que uma parcela do eixo ficou localizada dentro do domínio estacionário. Esse eventual problema pode ser contornado utilizando a condição de contorno de superfície rotativa, ou *rotating wall*.

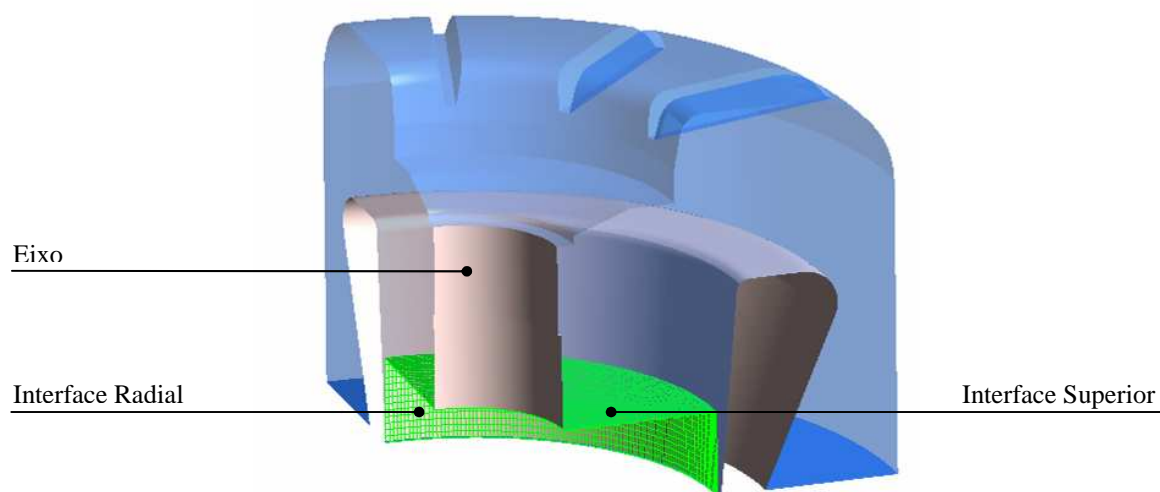


Figura 5.31 – Domínio estacionário, interfaces.

Domínio Rotativo

O domínio rotativo é composto pela face e aletas do rotor cambiável, e por uma parcela do eixo. Os outros limites desse domínio são dados pelas interfaces de periodicidade, defasadas entre si em 90° , e pelas interfaces superior e radial. Em relação à permuta de informações entre as interfaces superior e radial, inicialmente foi utilizado o modelo *stage*, para solução numérica em regime permanente. As simulações em regime transiente recorreram ao uso do modelo *frozen rotor*, que fornece a solução para uma posição relativa fixa entre o rotor e o estator e, conseqüentemente, a solução obtida depende exatamente da posição do domínio rotativo em relação ao domínio estacionário. Para a utilização desse modelo é extremamente importante que a razão entre os domínios seja 1:1, ou o mais próximo desse valor.

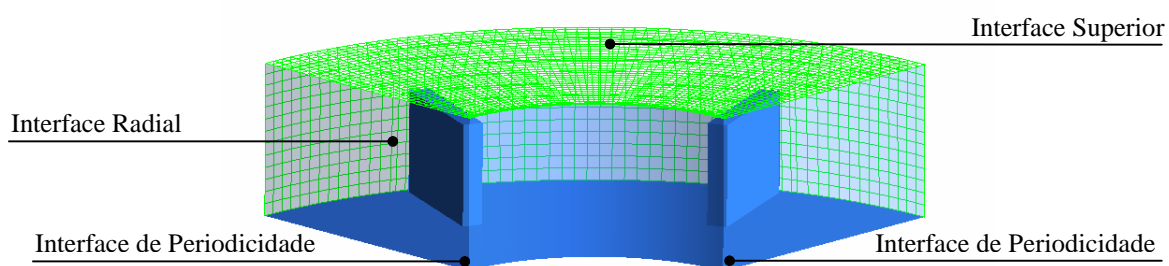


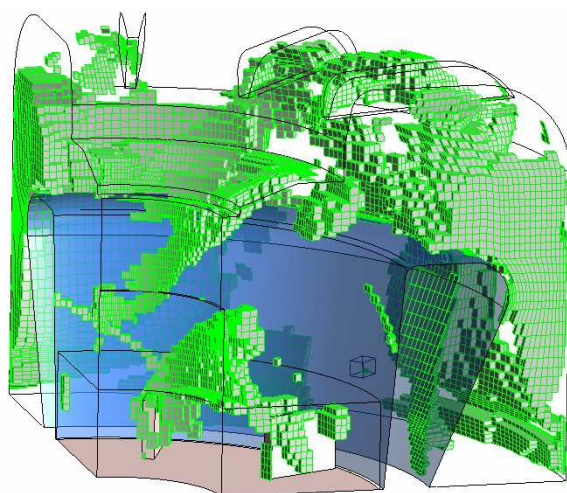
Figura 5.32 – Domínio rotativo.

5.2.4 Critério de Convergência

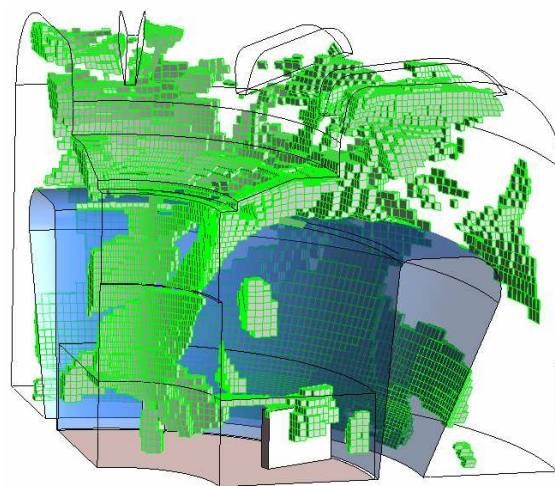
Para a simulação do escoamento interno foi adotada, em um primeiro instante, a metodologia desenvolvida para a simulação do escoamento externo. Todavia, após uma série de simulações alternando as condições de contorno, dimensões de malha e parâmetros de

simulação, constatou-se que essa metodologia não era adequada para o escoamento interno. Essa conclusão é justificada em função de alguns fatos. O comportamento dos valores de resíduos *rms* foi similar ao observado para o escoamento externo, ou seja, comportamento oscilatório em torno de um valor médio, acima do critério de convergência adotado e recomendado. Tendo em vista esse comportamento e com base na metodologia desenvolvida para o escoamento externo, adotaram-se pontos de monitoramento da velocidade do ar em regiões de interesse. Contudo, esses pontos também apresentaram comportamento oscilatório.

Uma análise simultânea dos maiores resíduos e do escoamento do ar na região da cabeça de bobina permitiu observar que a posição dos elementos com maiores resíduos (Figura 5.33-a) desloca-se no decorrer das iterações (Figura 5.33-b). Comportamento similar foi observado para o campo de velocidade, que pode ser visto recorrendo à visualização das trajetórias de algumas partículas de fluido (Figura 5.34).

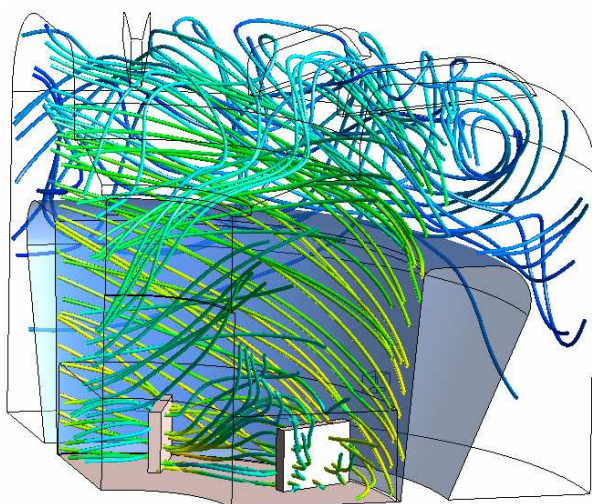


a) Iteração 299.

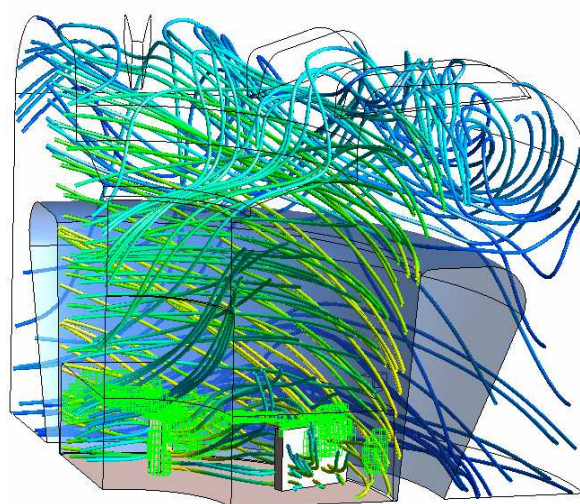


b) Iteração 399.

Figura 5.33 – Elementos com maiores resíduos, na região da cabeça de bobina.



a) Iteração 299.



b) Iteração 399.

Figura 5.34 – Visualização das trajetórias de algumas partículas de fluido.

As modificações mencionadas indicam que as estruturas que caracterizam o escoamento estão deslocando-se ao longo da solução e contribuindo para a não obtenção do valor de resíduo recomendável e, conseqüentemente, da solução adequada do escoamento. Uma forma de tornar evidente o deslocamento das estruturas e a conseqüente modificação da solução ao longo das interações, consiste em observar a distribuição da velocidade com o auxílio de vetores posicionados em um plano central (Figura 5.35) (localizados entre as duas interfaces de periodicidade). Confrontando-se as Figura 5.35 (a) e (b), observa-se que o número e a localização das estruturas de recirculação são modificados e, por sua vez, a solução também. Deve-se mencionar que os resultados apresentados nas Figuras 5.29, 5.30 e 5.31 foram obtidos de iterações compreendidas dentro do comportamento oscilatório dos valores de resíduo, observados pelo gráfico de monitoramento da solução.

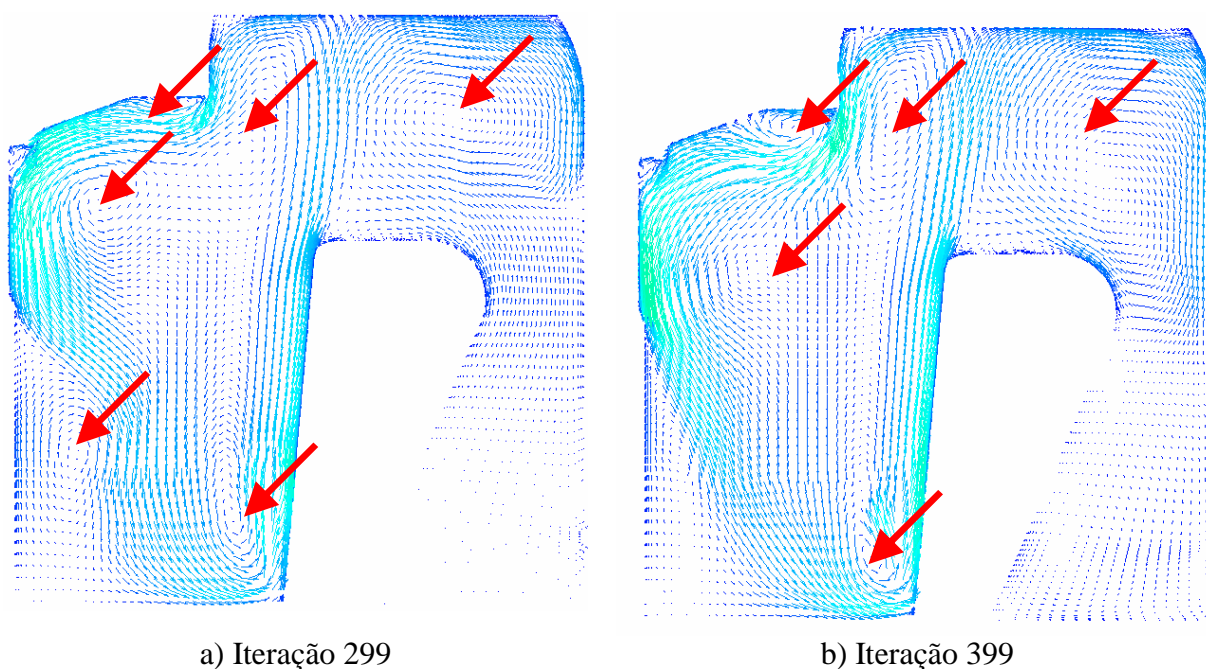


Figura 5.35 – Vetores de velocidade, na região da cabeça de bobina.

A comparação dos dados experimentais com os dados obtidos numericamente fornece o argumento decisivo, de que o resultado obtido da simulação em regime permanente e sem a obtenção do critério de convergência, não corresponde à solução do problema físico. Na Figura 5.36 pode-se observar que alguns pontos numéricos apresentam resultados similares aos encontrados na fase experimental, mas esse fato não é verdadeiro para a maioria dos pontos. Torna-se necessário esclarecer que os valores experimentais apresentados correspondem à média obtida a partir de dois ensaios, na rotação de 3600 rpm. As barras de erro, presentes nos resultados experimentais, representam as flutuações máximas e mínimas detectadas durante a fase experimental, conforme item 3.3.3.

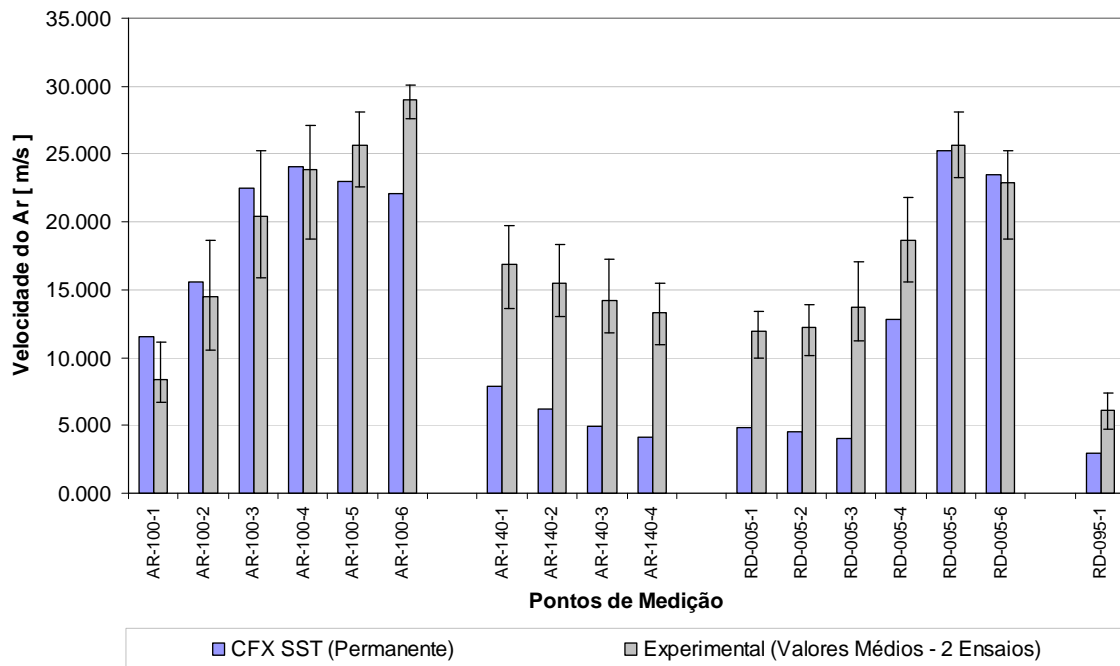


Figura 5.36 – Resultados numéricos (regime permanente) *versus* experimentais (3600 rpm).

A análise em conjunto de todos os dados apresentados, induz a conclusão de que a solução numérica em regime permanente não é adequada para esse problema. Enquanto que para o escoamento externo as estruturas de recirculação localizam-se em uma região definida, no caso do escoamento interno essas estruturas estão presentes em todo o domínio, impossibilitando a utilização de uma solução similar à adotada para o escoamento externo. Com base nessa conclusão, partiu-se para a resolução do problema em regime transiente, adotando como critério de convergência valores de resíduos *rms*, para as parcelas de conservação da quantidade de movimento (u , v , w) e equação da conservação de massa (p), inferiores a 5.10^{-5} , com esquema advectivo *High Resolution*.

5.2.5 Geração da Malha

Para as primeiras simulações (discussão anterior) foi adotado o método de geração de malha tetraédrica, com a mesma metodologia de geração da malha desenvolvida para o escoamento externo, resultando em malhas superiores a 3.000.000 de nós. Todavia, diante da necessidade de solução em regime transiente, o tamanho da malha tem impacto direto sobre o custo computacional. Por esse motivo, optou-se por utilizar o método de geração de malhas hexaédrico e reduzir o número de nós na discretização da região da parede, resultando em uma malha da ordem de 554.861 nós (Figura 5.37). Na Figura 5.38 pode-se observar que, mesmo com um baixo número de nós descrevendo a região próxima à parede, procurou-se manter uma taxa de transição constante e suave dessa região para os outros elementos.

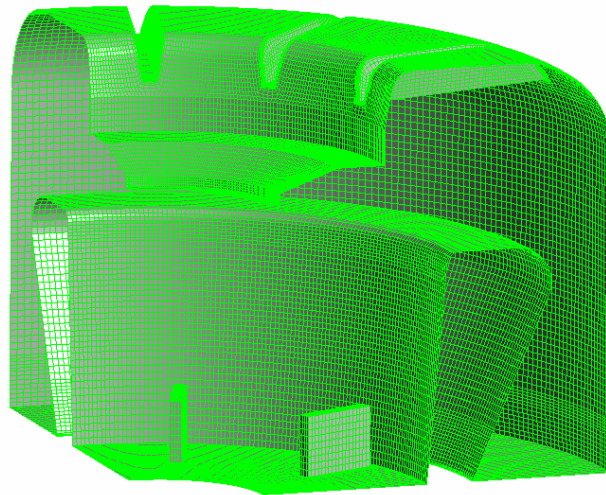


Figura 5.37 – Malha hexaédrica para avaliação do escoamento interno.

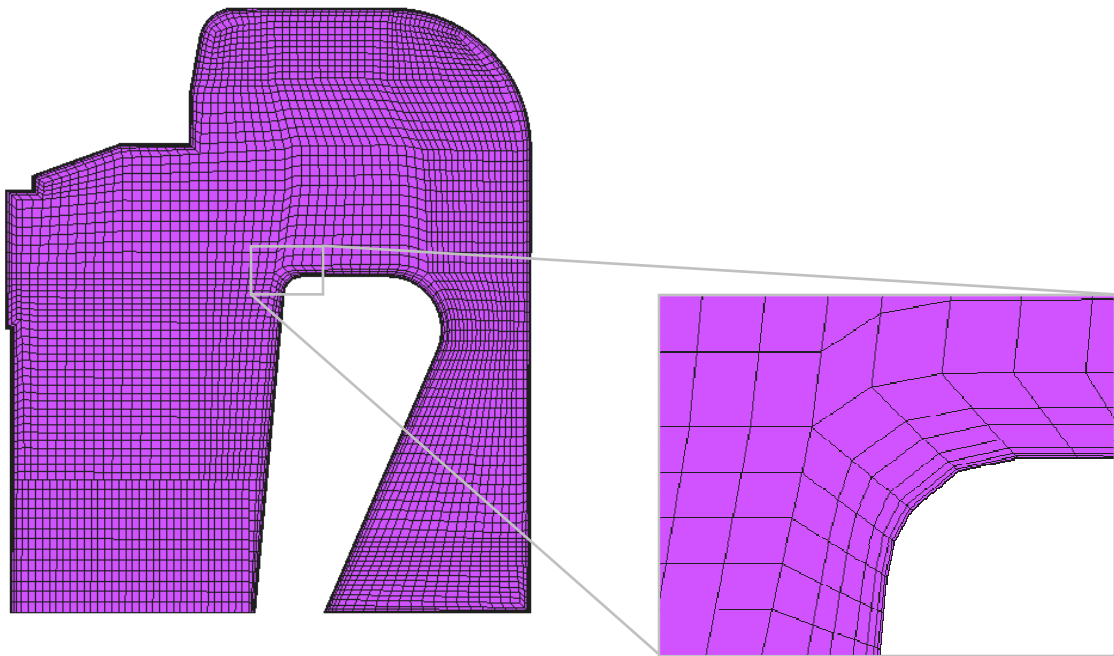


Figura 5.38 – Detalhe da transição da malha hexaédrica.

5.2.6 Parâmetros Adicionais de Simulação

Para todas as simulações do escoamento interno foi adotado o modelo de turbulência SST e recorreu-se ao uso da condição de contorno de parede sem deslizamento com tratamento de parede automático.

Uma prática recomendável, e adotada neste trabalho, consistiu em realizar uma simulação prévia, em regime permanente, e utilizar os dados obtidos como condição inicial para o problema em regime transiente. Para a simulação em regime permanente foi adotado passo de tempo de $1/\omega_a$ e para o regime transiente foi adotado $0,1/\omega_a$.

5.2.7 Comparação dos Resultados Numéricos com os Experimentais

O desenvolvimento da metodologia para a simulação do escoamento externo resultou em mais de 300 simulações, que abrangeram desde o método de geração de malha até o regime de solução do problema. Todavia, os resultados apresentados neste item limitam-se aos obtidos a partir da metodologia desenvolvida, utilizando a malha hexaédrica previamente detalhada em regime transiente.

Resultado para y^+

Na Figura 5.39 apresenta-se os resultados de y^+ obtidos para a malha hexaédrica elaborada para o escoamento interno. Embora, durante a fase de geração de malha optou-se em penalizar a discretização na região da parede em função da redução do tempo de simulação, os resultados obtidos para o y^+ são aceitáveis, e quando conciliados ao tratamento automático de parede, resultam em uma descrição adequada da região da parede.

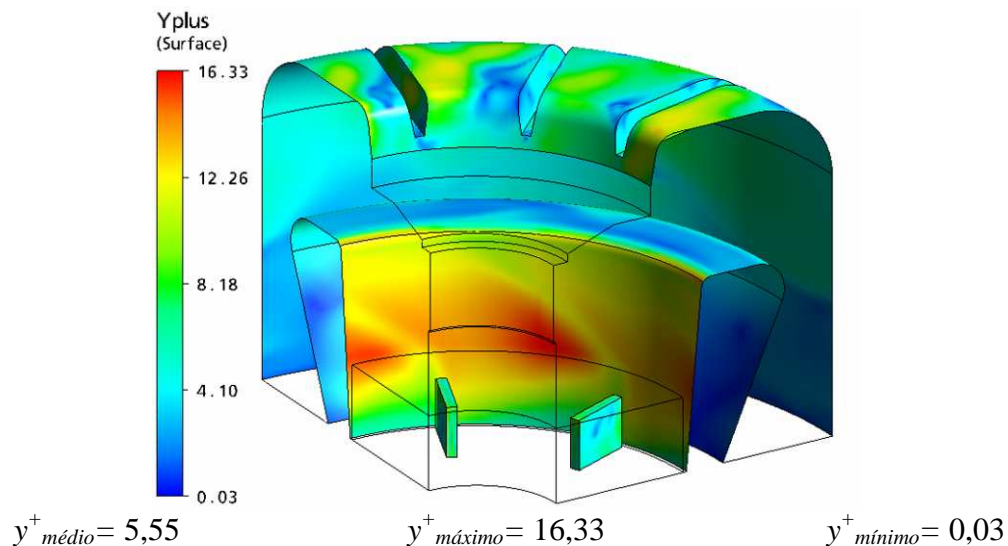


Figura 5.39 – Resultados de y^+ para a malha hexaédrica.

Resultados de Velocidade do Ar

A adoção do regime transiente possibilitou atingir os critérios de convergência, fato que permite que os resultados obtidos a partir da simulação possam ser considerados aceitáveis. Todavia, mesmo nesse regime, as grandezas associadas ao escoamento ainda apresentam comportamento oscilatório e deve-se ressaltar que a adoção do modelo *frozen rotor* fornece a solução para um posicionamento específico entre os domínios. Para tornar aceitável e viável a comparação dos resultados obtidos a partir da simulação com os resultados experimentais, realizou-se dois tratamentos dos resultados. O primeiro tratamento foi realizado ainda na fase de simulação e consistiu em realizar uma média temporal dos valores de velocidade do ar ao longo das interações. Para explicar esse tratamento, recorre-se

ao auxílio da Figura 5.40. Essa figura apresenta os gráficos das parcelas de resíduos *rms* (primeiro gráfico) e dos pontos de monitoramento de velocidade ao longo das interações. Ainda, pode-se observar que a simulação transiente partiu dos resultados obtidos em regime permanente, previamente mencionado e identificado na figura. A aquisição da média temporal ocorreu após 1.200 iterações, visando eliminar eventuais contribuições das interações com resíduos elevados.

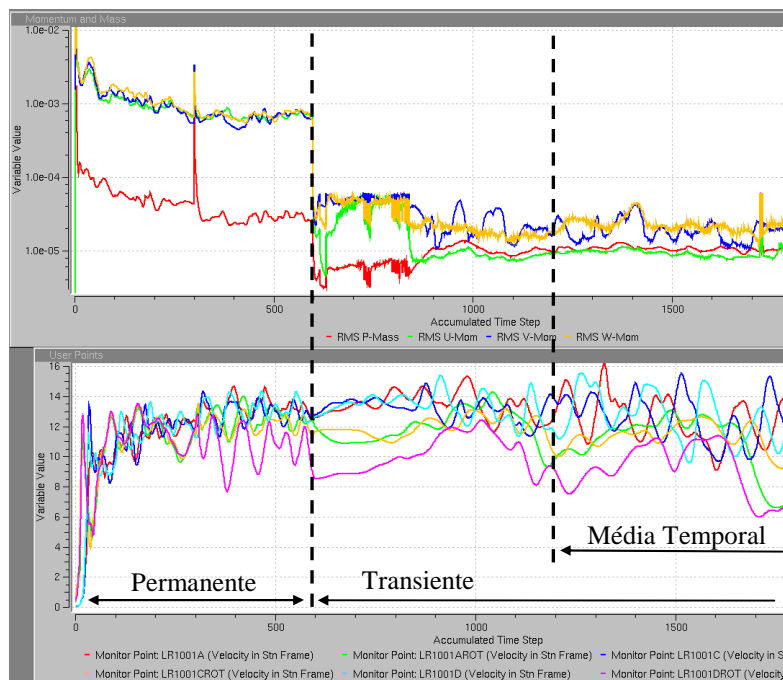


Figura 5.40 – Comportamento das parcelas de resíduos e dos pontos de monitoramento de velocidade ao longo das iterações.

O tempo necessário de simulação, após o início da média temporal, foi definido com base no comportamento periódico dos pontos de monitoramento, na oscilação da média temporal com o número de interações e através da observação das trajetórias de algumas partículas de fluido para estimar o tempo de simulação necessário para que as informações sejam transmitidas até as regiões de interesse (Figura 5.41).

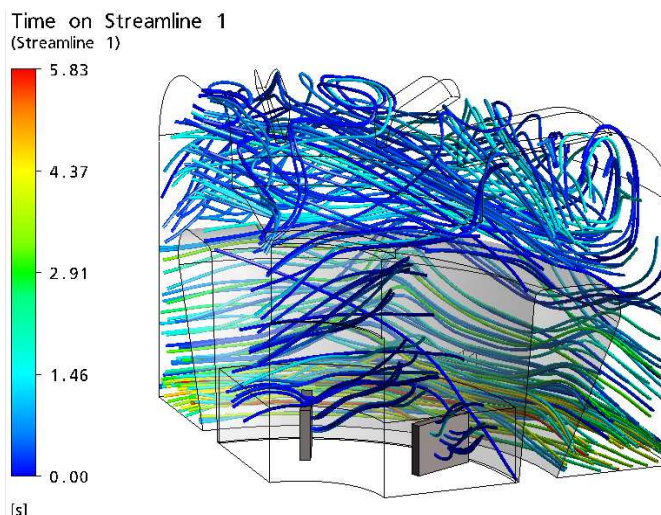
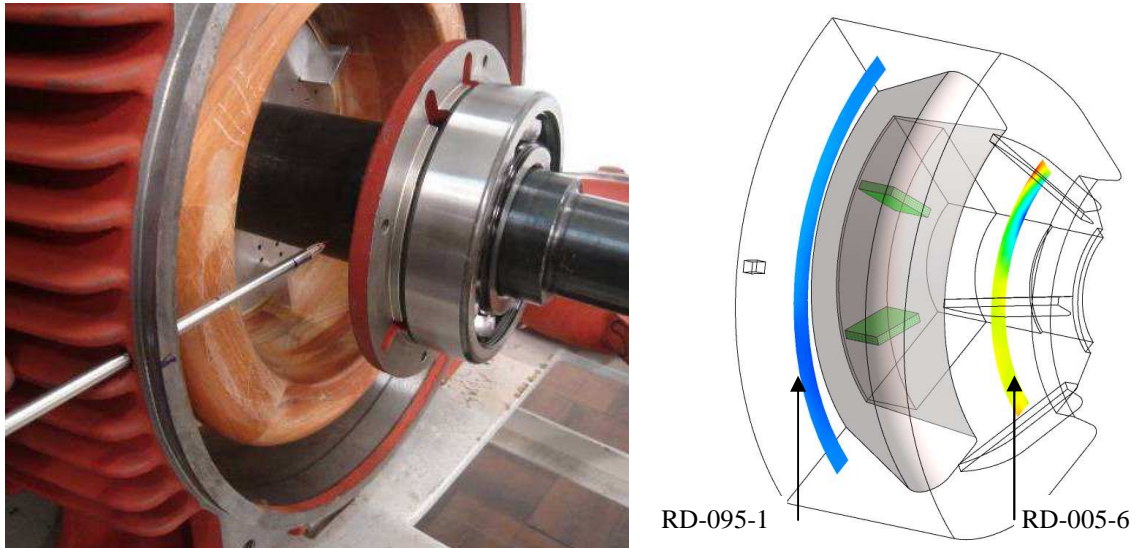


Figura 5.41 – Análise do tempo de simulação necessário com base em linhas de corrente.

O segundo tratamento foi realizado na fase de pós-processamento e consistiu em inserir áreas de controle, geradas a partir da revolução de linhas, que representam o sensor do anemômetro no domínio numérico, para a obtenção das velocidades médias do ar sobre essas. Na Figura 5.42 (a) observa-se o anemômetro posicionado no ponto de medição RD-005-6 e na Figura 5.42 (b) a área de controle na fase numérica. Esse tratamento torna-se necessário devido ao tratamento utilizado nas interfaces rotativas, pois a solução numérica é obtida especificamente para uma posição relativa fixa entre o rotor e o estator.



a) Experimental (RD-005-6)

b) Numérico

Figura 5.42 – Áreas de controle para a obtenção de dados numéricos.

Uma vez obtidos os valores de velocidade do ar a partir das simulações numéricas, esses podem ser comparados aos valores experimentais. Na Figura 5.43 compara-se os dados numéricos aos experimentais. As barras de erros, apresentadas para os valores experimentais, correspondem às oscilações máximas e mínimas observadas durante a fase de aquisição de dados. Na Figura 5.44 são apresentadas as diferenças obtidas entre os resultados numéricos e experimentais. Os dados apresentados em ambas as figuras foram obtidos/simulados para a rotação de 3600 rpm.

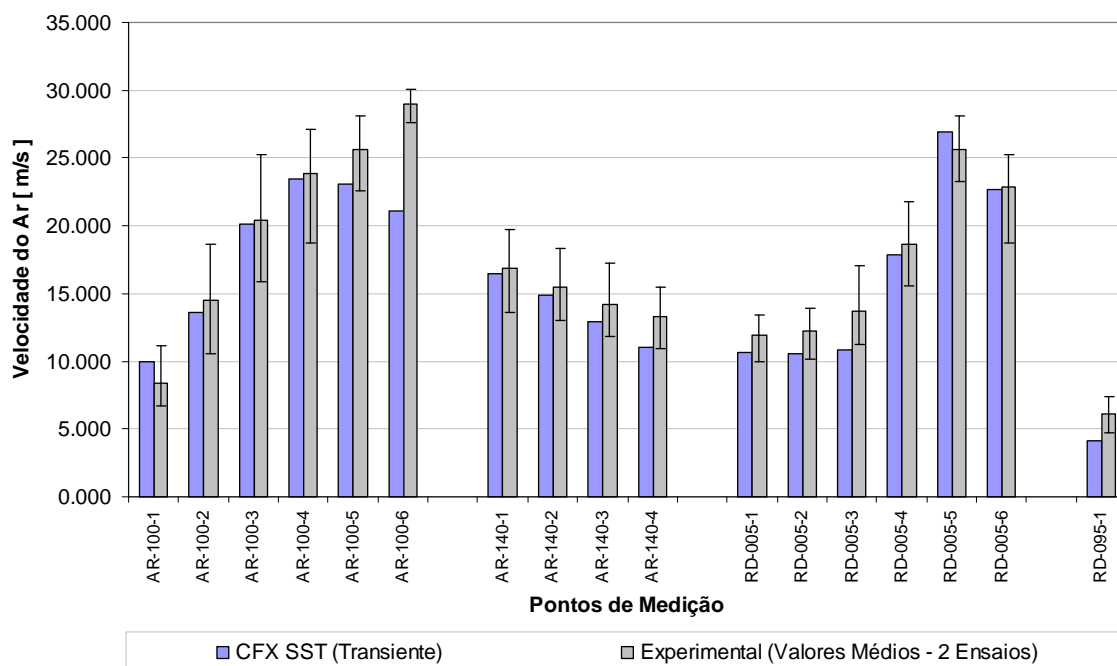


Figura 5.43 – Resultados numéricos (transiente) versus experimentais - 3600 rpm.

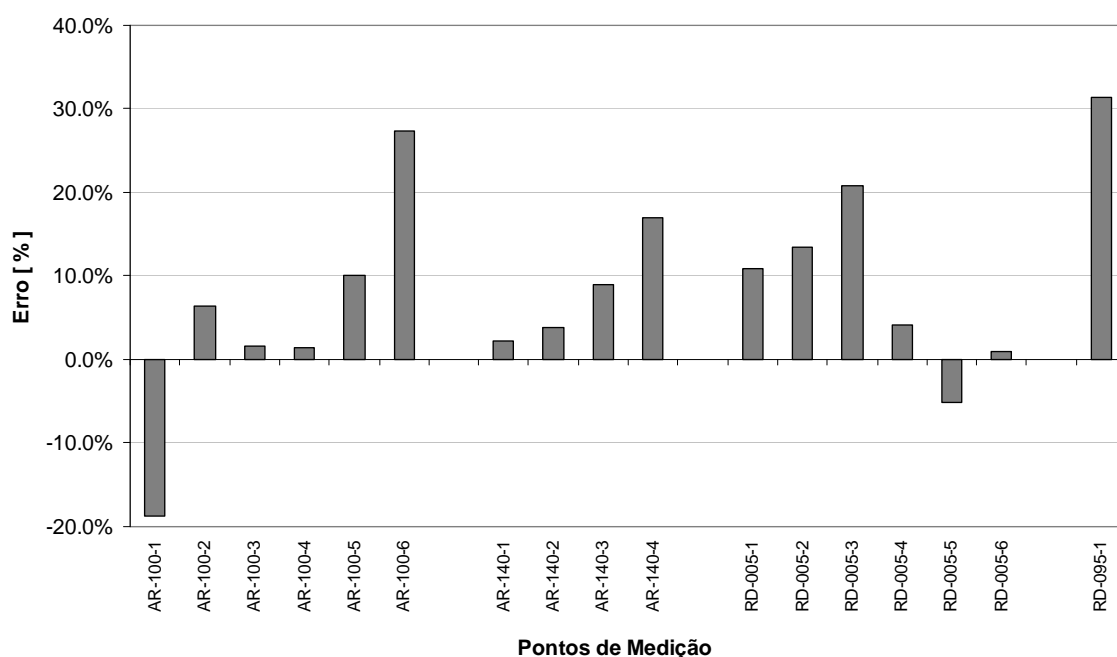


Figura 5.44 – Diferença entre resultados numéricos (transiente) e experimentais (3600 rpm).

Com base nos dados apresentados nessas figuras é possível observar uma boa coerência quantitativa. Observa-se que apenas dois valores, provenientes da simulação, não estão localizados dentro da faixa de oscilação captada na fase experimental. As maiores diferenças estão localizadas nos pontos AR-100-6 e RD-095-1. Em relação ao ponto RD-095-1, pode-se observar na Figura 5.41 que sua localização coincide com a região que necessita de

um elevado tempo de simulação para que as informações do escoamento sejam recebidas, por isso supõe-se que, com um tempo elevado de simulação, o erro para esse ponto seja atenuado.

Uma análise conjunta dos resultados numéricos e experimentais forneceu uma explicação para a discrepância verificada no ponto AR-100-6. A Figura 5.45 e Figura 5.46 auxiliaram nessa análise. A Figura 5.45 ilustra a localização do sensor do anemômetro dentro do domínio de simulação e a Figura 5.46 apresenta em detalhe o escoamento em torno do sensor do anemômetro.

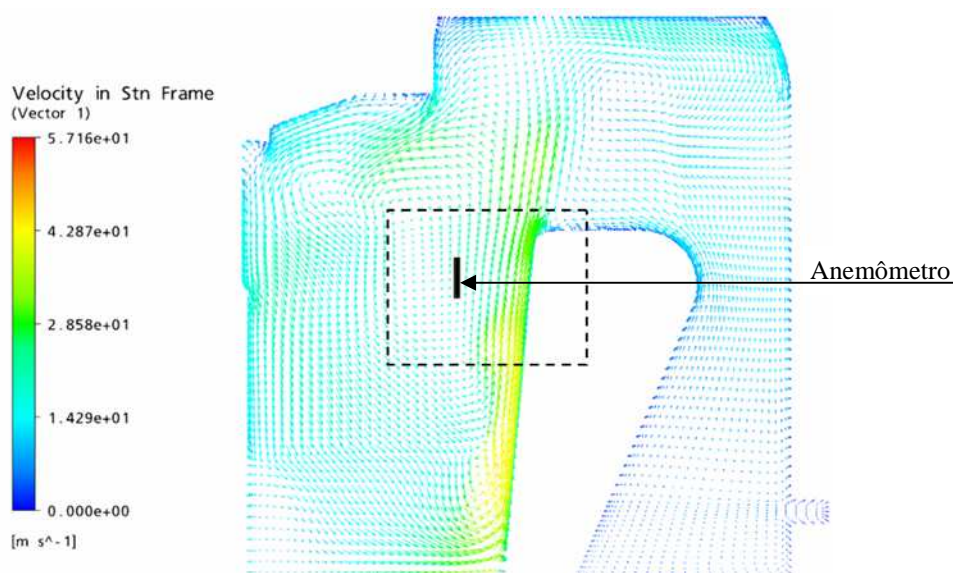


Figura 5.45 – Análise do escoamento em relação ao sensor do anemômetro.

Com base na análise do escoamento em torno do sensor do anemômetro (Figura 5.46) pode-se constatar que o escoamento, nessa região, apresenta um alinhamento, quase que total, com o sensor. Essa observação levou ao questionamento da validade da medição nessa condição. Com o intuito de sanar o questionamento, o fabricante do anemômetro foi contatado e constatou-se que os resultados obtidos nessa condição de medição não são adequados. Para evitar e eliminar a possibilidade que a mesma situação tenha ocorrido em outros pontos de medição, a mesma análise do escoamento em relação ao sensor de medição foi realizada para cada um dos pontos de comparação numérica/experimental.

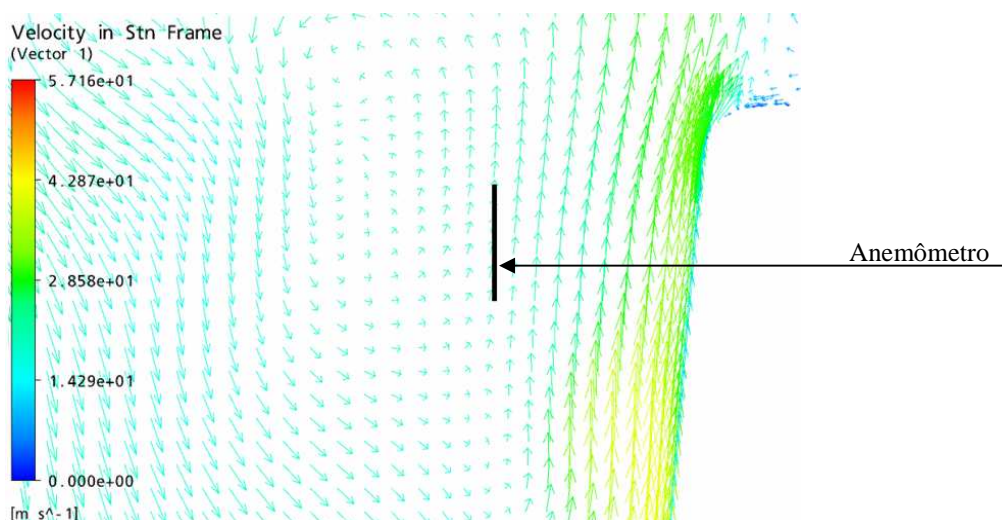


Figura 5.46 – Detalhe do escoamento em relação ao anemômetro.

A mesma metodologia explanada anteriormente foi empregada para avaliar a coerência entre os dados numéricos e experimentais para a rotação de 1800 rpm. Os dados obtidos são comparados aos resultados numéricos na Figura 5.47, e na Figura 5.48 são apresentadas as respectivas diferenças. Novamente foi obtida uma boa coerência entre os dados numérico e experimental.

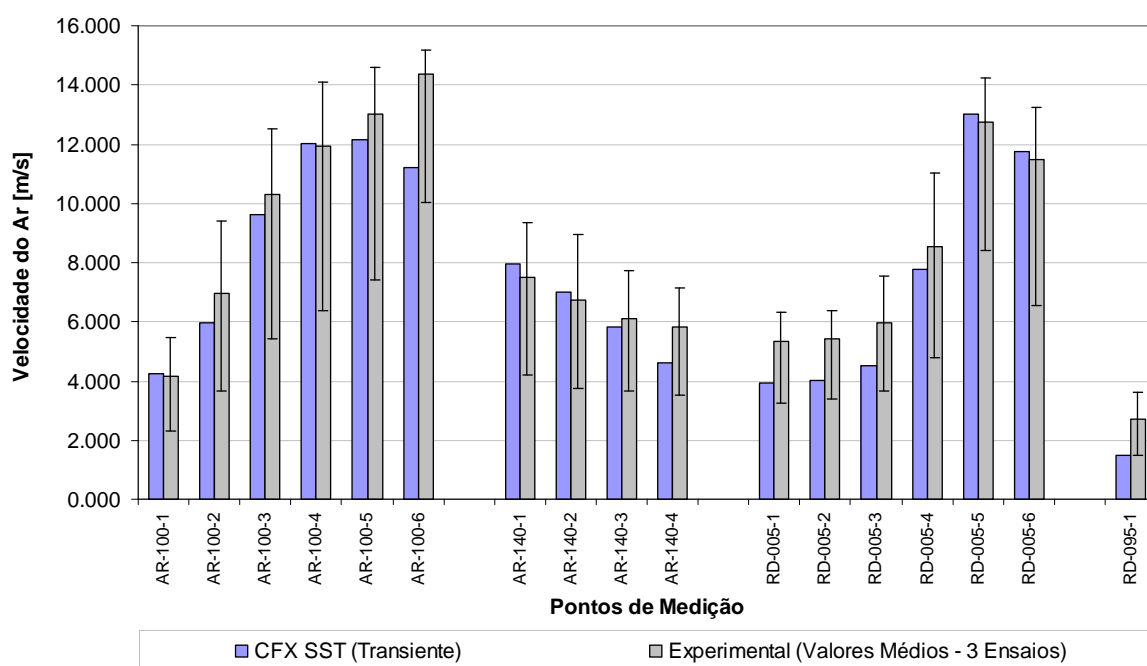


Figura 5.47 – Resultados numéricos (transiente) versus experimentais (1800 rpm).

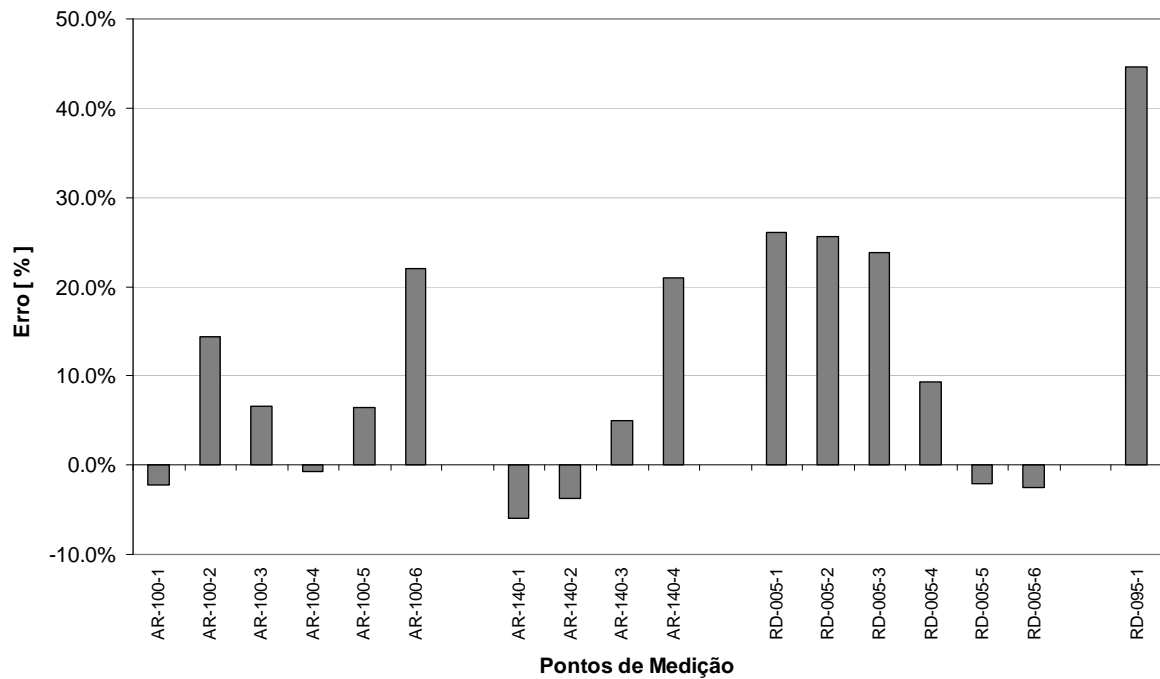


Figura 5.48 – Diferença entre resultados numéricos (transiente) e experimentais (1800 rpm).

Com base nos valores apresentados, obtidos a partir do regime transiente, pode-se admitir que o escoamento na região da cabeça de bobina foi reproduzido de forma aceitável. A simulação desse escoamento possui uma série de dificuldades, que podem ser atribuídas ao aspecto geométrico (distância entre aleta do rotor e a cabeça de bobina), ao fato da velocidade média se comportar de forma transiente e as próprias incertezas do modelamento da turbulência. Nota-se que essas dificuldades somadas a uma simulação com malhas maiores, ou, com maior tempo de simulação, ou ainda, com um modelo de turbulência melhor, LES, resultariam em um elevadíssimo custo computacional.

Potência Consumida

Para a determinação da potência consumida pelo sistema de ventilação interno, adotou-se o modelo *stage* para o tratamento das interfaces rotativas, uma vez que esse se mostrou mais adequado. Uma vantagem desse modelo é a possibilidade de se trabalhar com razões entre o domínio estacionário e rotativo diferentes de 1:1. Basicamente, necessita-se de apenas de uma seção periódica de cada domínio para a determinação da potência consumida, neste caso foi utilizada uma seção de 30° do domínio estacionário e uma seção de 45° do domínio rotativo (Figura 5.49).

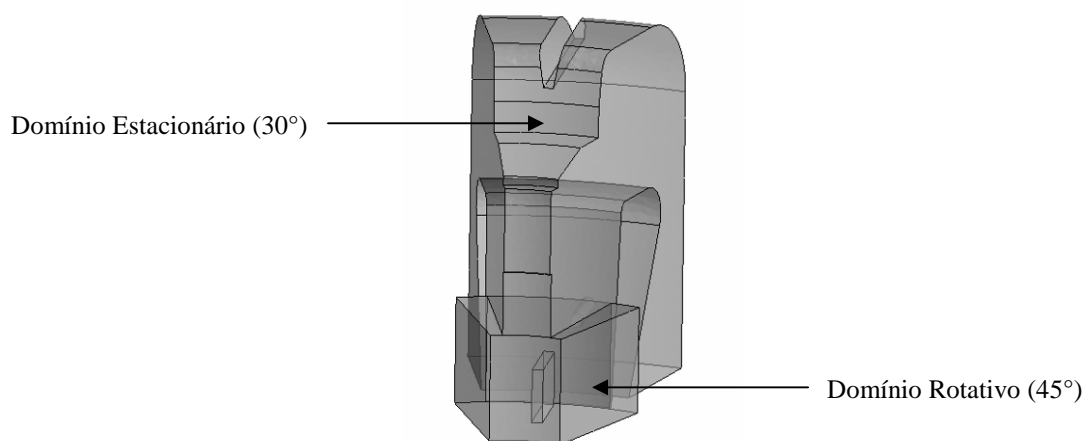


Figura 5.49 – Domínios para a determinação da potência consumida.

Novamente adotou-se o procedimento em *shell script* para realizar as simulações em cinco rotações distintas. O valor do torque sobre a superfície da aleta foi monitorado ao longo das interações (Figura 5.50). Para cada rotação foram realizadas 300 interações e o valor do torque foi determinado a partir da média das últimas 100 interações. Uma vez determinado o valor do torque, a potência consumida pelo sistema de ventilação pode ser obtida a partir do produto do torque pela velocidade angular.

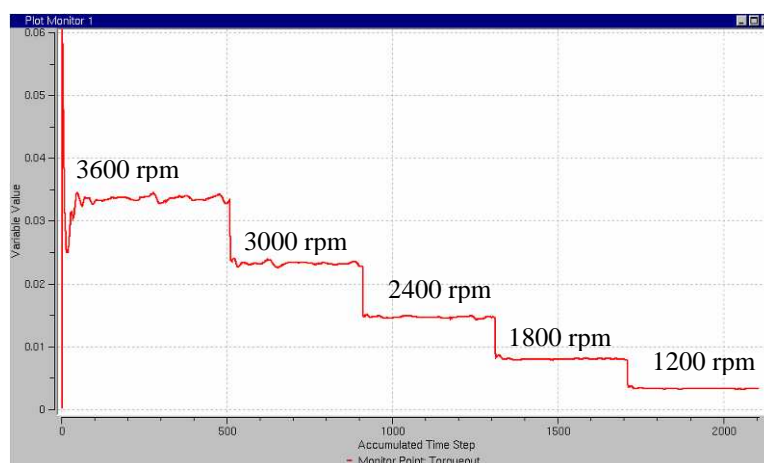
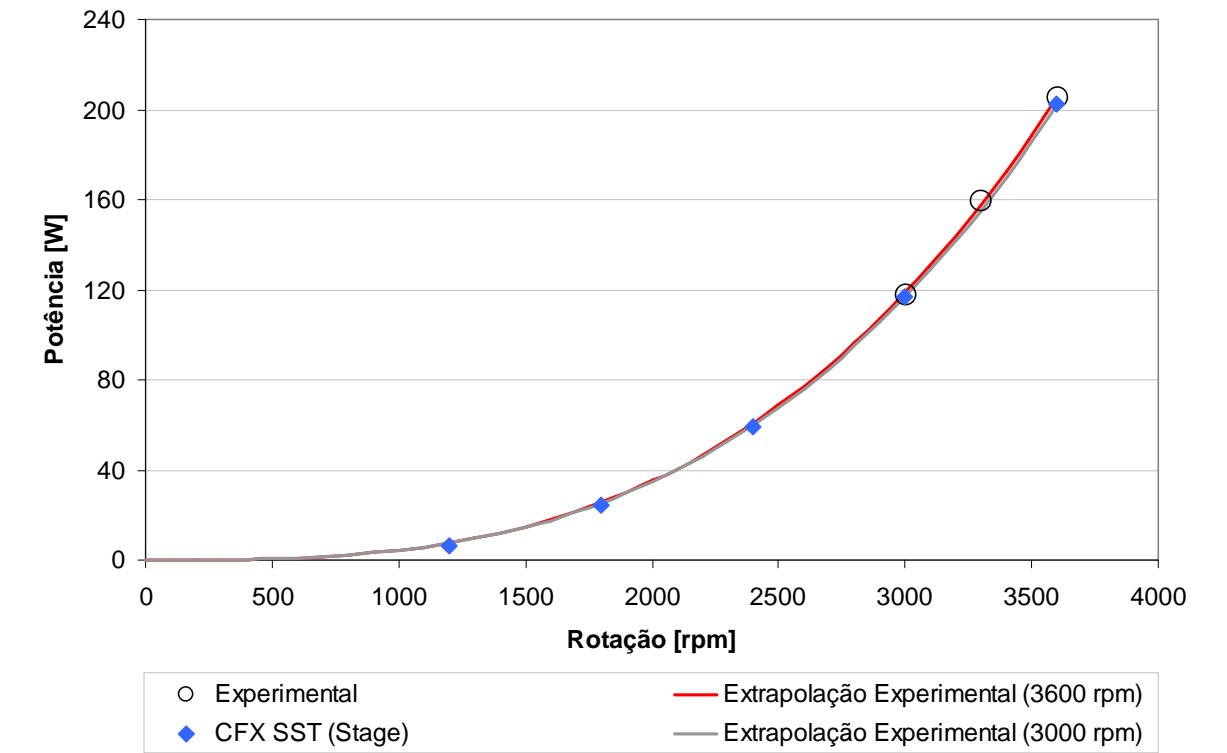


Figura 5.50 – Determinação da potência consumida pelo sistema de ventilação interno.

Os valores de potência consumida em função da rotação são comparados aos valores experimentais na Figura 5.51. As diferenças encontradas entre os valores experimentais e numéricos podem ser consideradas satisfatórias uma vez que, para as maiores rotações, os erros estão próximos da incerteza de medição.



Rotação	1200 rpm	1800 rpm	2400 rpm	3000 rpm	3600 rpm
Diferença (Valores Experimentais)	---	---	---	0,08 %	1,21 %
Diferença (Extrapolação 3600 rpm)	13,07 %	5,16 %	2,86 %	1,62 %	1,21 %
Diferença (Extrapolação 3000 rpm)	11,71 %	3,68 %	1,34 %	0,08 %	-0,33 %

Figura 5.51 – Resultados numéricos *versus* experimentais para a potência consumida.

6 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA MECÂNICA EM ENERGIA TÉRMICA

A definição de perdas mecânicas, na área de máquinas elétricas girantes, engloba a potência fornecida aos mancais, às vedações rotativas, ao atrito das partes girantes com o ar e aos sistemas de ventilação, interno e externo, ou seja, toda a potência disponibilizada para manter os componentes girantes de uma máquina elétrica em movimento.

De forma geral, é consenso nessa área, que a energia fornecida para vencer o atrito entre interfaces sólido-sólido é convertida em energia térmica, por exemplo, o aquecimento dos mancais, produzido pelo atrito das esferas com as pistas e o aquecimento das vedações rotativas, *v'rings* e retentores, devido ao atrito do material da vedação com o seu alojamento na tampa da máquina elétrica girante. Também é consenso, que a energia fornecida para vencer o atrito nas interfaces sólido-fluido, superfícies girantes e o ar, é convertida em energia térmica. Contudo, assume-se geralmente que a magnitude dessa parcela é pequena quando comparada às outras fontes de energia térmica e, logo, a contribuição dessa fonte para a elevação de temperatura do motor elétrico normalmente é desprezada. Uma exceção a essa consideração é o caso de máquinas elétricas de alta rotação, para as quais alguns trabalhos propõem a criação de vácuo no interior da máquina com o objetivo de reduzir essa parcela de energia térmica por atrito (Castagnini *et al*, 2002).

Em relação à potência fornecida aos sistemas de ventilação, o conceito mais difundido na área de máquinas elétricas girantes considera que essa energia não contribuirá, de forma direta, para a elevação de temperatura do motor. A idéia por trás dessa abordagem é que os sistemas de ventilação são considerados como cargas para a máquina elétrica girante. Consequentemente, essas cargas necessitam de um fornecimento de energia elétrica que, por sua vez, eleva os níveis de corrente elétrica, resultando em uma parcela adicional de perdas Joule, que se manifesta fisicamente através de uma elevação adicional de temperatura. Essas “cargas” consomem uma parcela de potência, resultando na redução do rendimento da máquina elétrica girante. É devido a esse fato, que a energia fornecida aos sistemas de ventilação e para vencer o atrito das partes girantes com o ar, recebe a classificação de perda mecânica. Por outro lado, existem abordagens nas quais a energia fornecida pelo sistema de ventilação ao fluido é convertida em energia térmica por atrito viscoso, consequentemente, contribuindo para a elevação de temperatura da máquina elétrica girante. Entretanto, na maioria das vezes, o tratamento dado a essa conversão é ambíguo ou superficial, e não existe uma definição clara do tratamento que deve ser dado a essa parcela de energia.

O propósito deste capítulo é demonstrar que a energia fornecida aos sistemas de ventilação, especialmente ao sistema de ventilação interno de máquinas elétricas girantes

totalmente fechadas, deve ser considerada como uma fonte de energia térmica para a máquina. A seguir, apresentam-se os resultados de um experimento realizado com o objetivo de demonstrar qualitativamente o efeito da dissipação viscosa no fluido na região interna ao motor na elevação de temperatura do mesmo.

6.1 Demonstração da Conversão de Energia Mecânica em Energia Térmica

O dispositivo experimental confeccionado para esse trabalho (Figura 3.10) demonstrou-se adequado para mostrar qualitativamente o efeito da dissipação viscosa no ar em escoamento, no interior do motor, sobre a elevação de temperatura do motor. No interior desse dispositivo não existe nenhuma fonte de conversão de energia elétrica em energia térmica, pois no interior desse encontram-se apenas o estator (confeccionado em madeira), o rotor cambiável, o eixo e os rolamentos (enclausurados pelos anéis de fixação no interior das tampas). Consequentemente, as únicas fontes de energia térmica são: o atrito dos componentes girantes com o ar, o atrito das esferas do rolamento com as respectivas pistas e a dissipação viscosa no ar interno. A idéia básica desse experimento consiste em comparar a diferença de temperatura na superfície externa da carcaça e do ar no interior do dispositivo experimental para duas configurações distintas do sistema de ventilação interno, especificamente, uma configuração com sistema de ventilação interno e outra sem. A configuração sem sistema de ventilação interna resultará em um escoamento interno com menores gradientes de velocidade e com menor turbulência, que resultará em menor geração de energia térmica por dissipação viscosa. O objetivo desse experimento é demonstrar que uma parcela significativa da energia entregue ao sistema de ventilação interno é convertida em energia térmica por meio do mecanismo de dissipação viscosa.

6.1.1 Instrumentação

O aparato experimental utilizado é apresentado na Figura 6.1. Nessa figura apresenta-se o dispositivo experimental (previamente detalhado na seção 3.1), o registrador gráfico de temperaturas Yokogawa (modelo MV100), o sistema de tacômetro ótico B&K (lâmpada estroboscópica 4912 e sensor ótico MM0024) e o sistema termográfico, composto por uma câmera termográfica FLIR (modelo A40M) e um computador para aquisição de dados. O registrador gráfico foi utilizado para monitorar a elevação de temperatura no interior do dispositivo, o sistema de tacômetro ótico para assegurar a manutenção da rotação ao longo do ensaio e o sistema termográfico para obter a distribuição de temperatura na superfície externa do dispositivo experimental.



Figura 6.1 – Aparato experimental.

Em relação ao sistema termográfico deve-se mencionar que a emissividade, para a superfície de ferro fundido, foi previamente determinada com o auxílio de um termômetro e o valor obtido foi de 0,95. Também se ressalta que os termopares tipo T, AWG 32, utilizados para monitorar a elevação de temperatura no interior do dispositivo, foram previamente calibrados e a incerteza de medição obtida foi inferior ao especificado para esse tipo de termopar. Todavia, será adotado como incerteza de medição de temperatura o valor especificado em norma (ASTM E-230/77) de $\pm 1,0$ °C.

6.1.2 Metodologia de Ensaio

Para o primeiro ensaio, o sistema de ventilação interno, ou seja, o rotor cambiável, recebeu 8 aletas em cada disco principal. Uma vez estabelecida a primeira configuração, o eixo do dispositivo experimental foi acionado por meio de um motor auxiliar e mantido em rotação constante de 3600 rpm. A elevação de temperatura na superfície externa do dispositivo foi adquirida a cada 30 segundos, com o auxílio do sistema termográfico, e a elevação de temperatura no interior do dispositivo foi adquirida com um intervalo de 10 segundos, por meio do registrador gráfico. Depois de decorridos 100 minutos, o ensaio foi finalizado.

No segundo ensaio, o sistema de ventilação interno foi removido (entenda-se o sistema de rotor cambiável, Figura 3.8), restando apenas o eixo no interior do dispositivo experimental. O procedimento adotado no primeiro ensaio foi repetido, ou seja, o eixo do dispositivo foi acionado por meio de um motor auxiliar, a rotação de 3600 rpm foi mantida durante um intervalo de 100 minutos e as elevações de temperatura na superfície externa e do ar interno foram monitoradas.

6.1.3 Resultados

As diferenças de elevação de temperatura do ar no interior do dispositivo experimental para as duas configurações de sistema de ventilação são apresentadas na Figura 6.2. Pode-se constatar uma diferença de elevação de temperatura entre as duas configurações da ordem de aproximadamente 10,0 °C. Considerando a incerteza dos termopares, de $\pm 1,0$ °C, em condição extrema, ainda obtêm-se uma diferença de elevação de temperatura significativa, da ordem 8,0 °C. Observa-se na Figura 6.2 que o regime permanente não foi obtido.

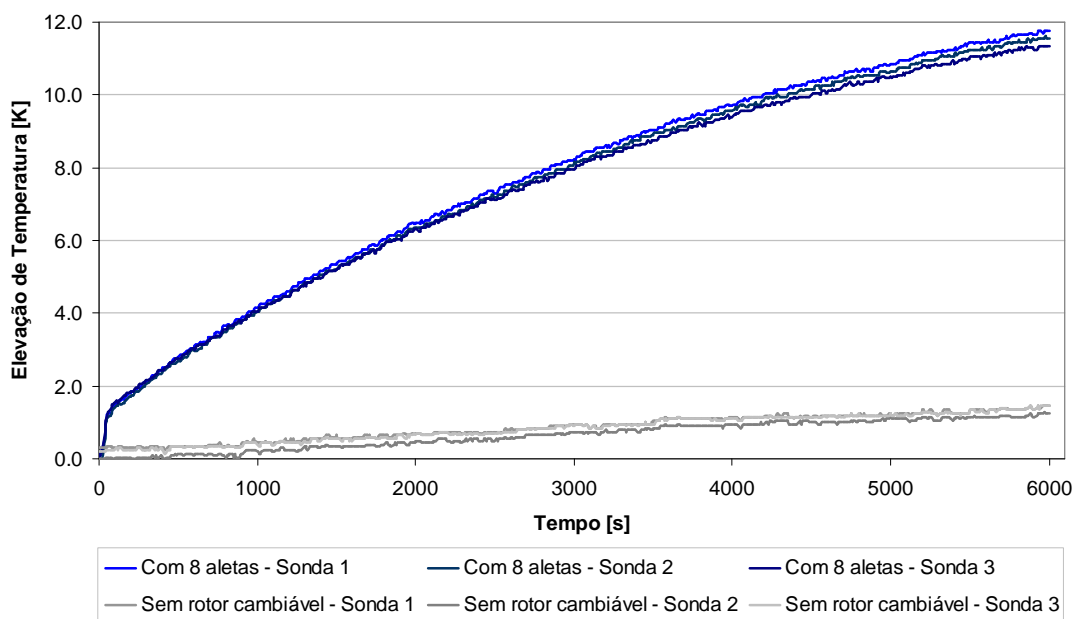


Figura 6.2 – Elevação de temperatura do ar no interior do dispositivo experimental para diferentes configurações de sistema de ventilação interno.

Os resultados de elevação de temperatura na superfície externa do dispositivo, obtidos por intermédio do sistema de termografia, são apresentados na sequência de imagens da Figura 6.3. Os resultados apresentam a temperatura superficial absoluta em intervalos de 25 minutos. A sequência de figuras da coluna da esquerda corresponde à configuração sem rotor cambiável e da coluna da direita à configuração com 8 aletas. O sistema de imagem termográfica apresenta os valores de temperatura com base em uma escala absoluta de temperatura, ou seja, não é possível apresentar os valores em forma de elevação de temperatura, fator que permitiria corrigir a variação de temperatura ambiente presente entre os dois ensaios. Para a configuração sem rotor cambiável a temperatura ambiente era de 23,5 °C e para o ensaio com 8 aletas a temperatura ambiente era de 26,3 °C. Com o objetivo de contornar essa limitação do sistema termográfico, a faixa de temperatura em ambas as sequências de imagens foi fixada entre 23,5 e 40,0 °C.

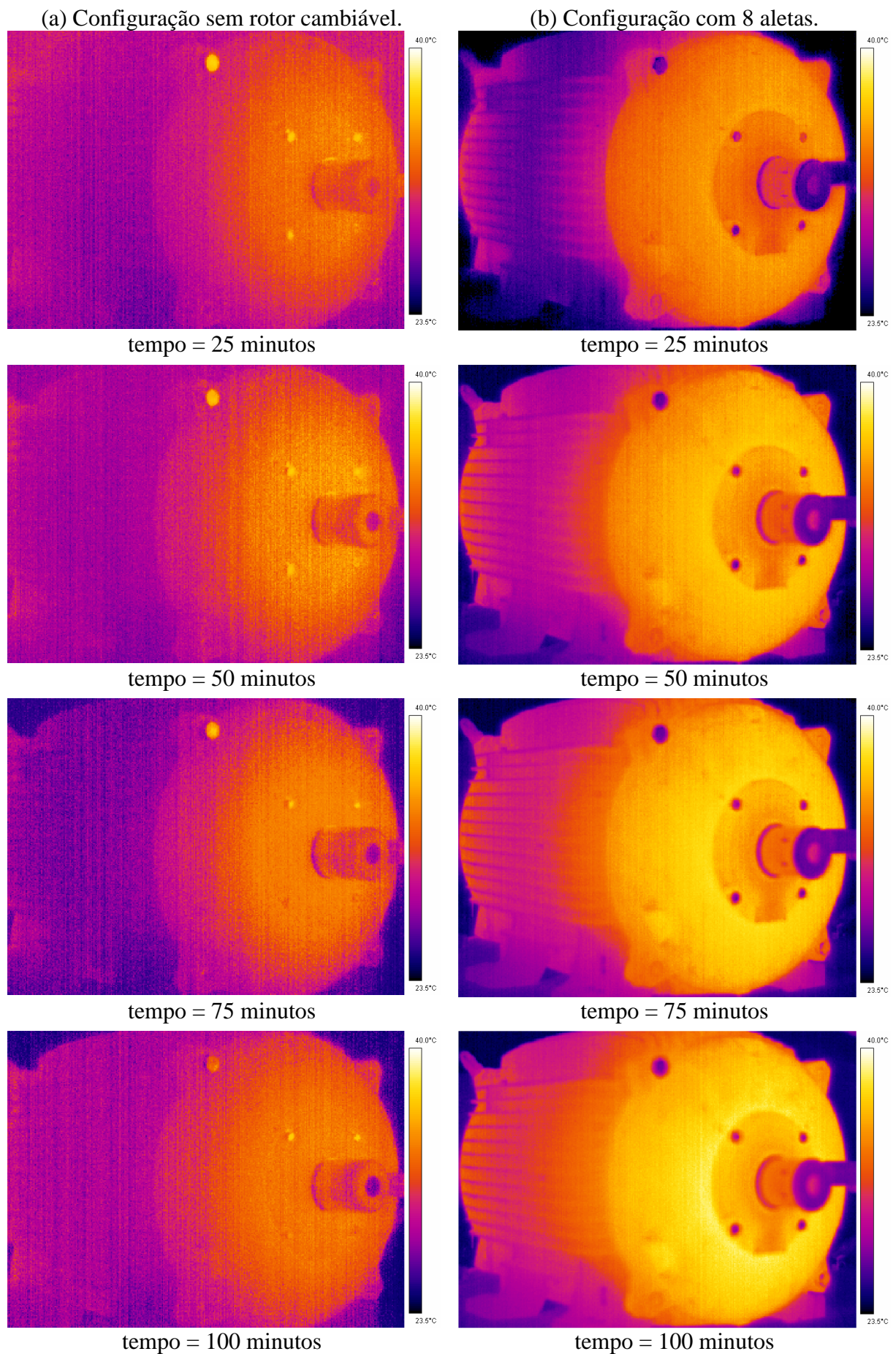


Figura 6.3 - Distribuição de temperatura na superfície externa do dispositivo experimental, ao longo do tempo, para: (a) sem ventilação interna e (b) com ventilação interna.

Na sequência de imagens apresentadas na Figura 6.3, para configuração sem rotor cambiável, Figura 6.3 (a), a temperatura da carcaça confunde-se com a temperatura ambiente, resultando em uma baixa definição da imagem. Nota-se que a elevação de temperatura foi inferior a 2,0 °C, e deve-se também considerar à própria incerteza de medição do equipamento termográfico, da ordem de $\pm 2,0$ °C ou $\pm 2,0$ % da faixa de medição (utiliza-se o maior valor).

Ainda em relação à sequência de imagens da Figura 6.3, para a configuração com 8 aletas, pode-se observar claramente a distribuição do fluxo de calor ao longo do tempo. No instante $t = 25$ minutos, observa-se que a elevação de temperatura ocorre apenas na superfície da tampa, destacando-se em relação à carcaça. Para o instante $t = 50$ minutos, a extremidade da carcaça começa a apresentar uma elevação de temperatura em relação ao centro da carcaça. No instante $t = 75$ minutos, a tampa apresenta uma elevação de temperatura uniforme e uma parcela maior da carcaça apresenta uma elevação de temperatura. Finalmente, para $t = 100$ minutos, pode-se admitir que toda a superfície da carcaça apresenta elevação de temperatura. Ressalta-se, que a diferença de carregamento radial/axial nos rolamentos, nas duas condições de ensaio, pode ser admitida como nula, conseqüentemente, a geração de energia térmica nos mancais é igual para os dois ensaios.

6.2 Tratamento das Perdas Mecânicas em Circuitos Térmicos

A literatura apresenta um número significativo de trabalhos sobre circuitos térmicos destinados a máquinas elétricas girantes. Esses trabalhos apresentam variados graus de complexidade, desde circuitos térmicos unidimensionais até circuitos térmicos tridimensionais baseados em técnicas de elementos finitos. Cada abordagem possui vantagens e desvantagens, sendo que essas estão relacionadas com as hipóteses adotadas durante o processo de elaboração do circuito térmico. As hipóteses são necessárias, tendo em vista que alguns parâmetros físicos são de difícil obtenção como, por exemplo, os parâmetros relacionados a resistências de contato entre interfaces. Em relação às fontes de calor, é consenso nesses trabalhos considerar as perdas associadas à natureza elétrica, perdas no ferro, perdas por efeito Joule e perdas suplementares. Quanto às perdas associadas à natureza mecânica, normalmente considera-se apenas a geração de energia térmica produzida por atrito nos mancais, mas em alguns casos essa parcela também não é considerada. Dentre os poucos trabalhos que consideram a conversão da energia fornecida ao sistema de ventilação interno em energia térmica, destaca-se o trabalho elaborado por Yoon e Ken Kauh (2005). A Figura 6.4 apresenta o esquema ilustrativo elaborado por Yoon e Ken Kauh (2005). Nesse esquema,

é possível identificar facilmente as fontes de geração de energia térmica, pois é adotada uma simbologia diferente para os volumes de controle, que possuem geração de energia térmica.

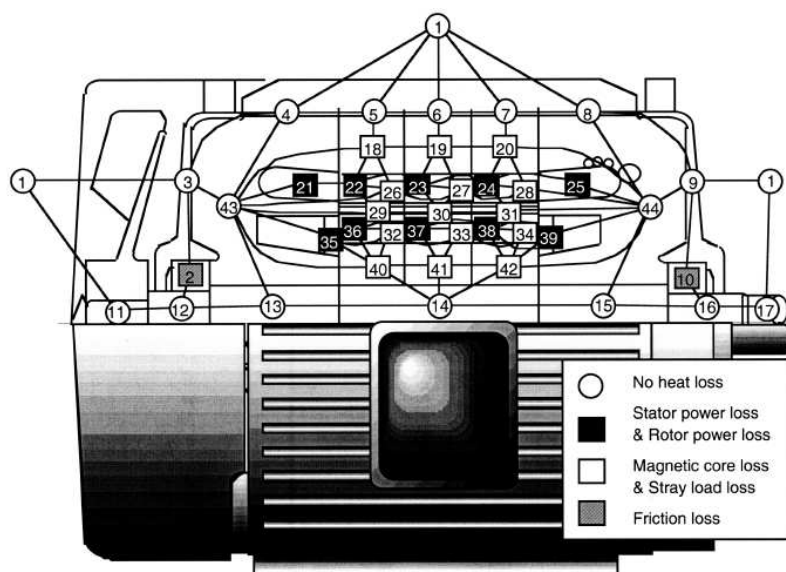


Figura 6.4 – Modelo térmico proposto por Yoon e Ken Kauh (2005).

Fonte: Yoon e Ken Kauh (2005)

Mesmo nesse trabalho o tratamento dado à conversão da energia mecânica em energia térmica é confuso, pois no esquema do circuito térmico (Figura 6.4), observa-se que as fontes de calor consideradas são as de natureza elétrica e relacionadas ao atrito nos mancais. Inicialmente, os volumes de controle 43 e 44, que correspondem ao ar interno na região traseira e dianteira do motor, respectivamente, são considerados apenas como um volume de controle de temperatura e não como uma fonte de calor. Todavia, posteriormente, os autores consideram a parcela de energia fornecida ao sistema de ventilação como uma fonte de energia térmica, conforme pode ser observado na Figura 6.5.

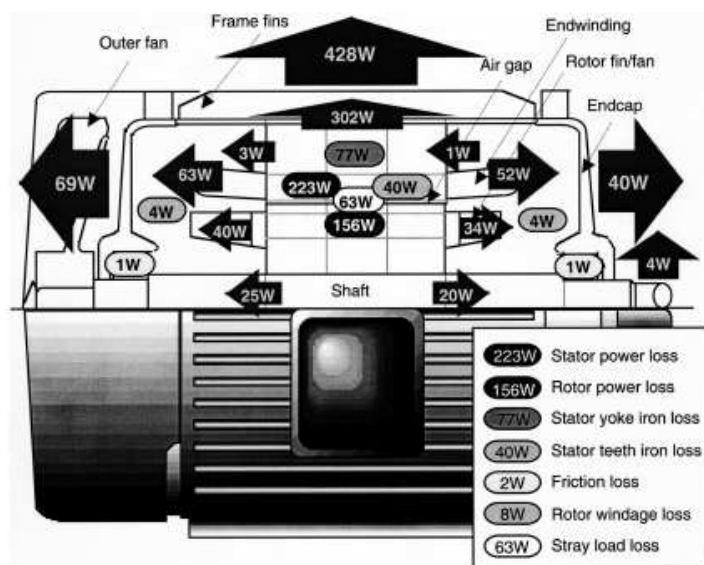


Figura 6.5 – Fontes de geração de calor.

Fonte: Yoon e Ken Kauh (2005)

O objeto de estudo de Yoon e Ken Kauh (2005) foi um motor da carcaça 112 M, IV pólos de 3,7 kW, com perdas totais de 569 W e a energia mecânica fornecida ao sistema de ventilação interno foi da ordem de 8 W. Com base nesses dados, pode-se pressupor que a contribuição dessa parcela de energia para a elevação final de temperatura do motor foi mínima. No entanto, isso pode não ser verdade para outros tamanhos e polaridades de motores, conforme exemplificado na seção anterior.

No ANEXO exemplifica-se o mecanismo de conversão de energia mecânica em energia térmica por dissipação viscosa, partindo do escoamento unidimensional de Poiseuille entre duas placas planas.

6.3 Considerações Finais

O objetivo desse capítulo foi demonstrar qualitativamente/quantitativamente que uma parcela significativa da energia mecânica fornecida aos sistemas de ventilação de uma máquina elétrica girante, especialmente ao sistema de ventilação interno, é convertida em energia térmica. Essa conversão pode ser observada, conforme foi mostrado no item 6.2. Todavia, para o sistema de ventilação externo, esse processo de conversão de energia é de difícil observação e, na maioria das vezes, pode nem ser notado. No caso do sistema de ventilação externo tem-se um circuito de ventilação aberto, ou seja, com renovação do fluido, e a elevação de temperatura do ar, desde sua entrada no sistema de ventilação até a sua saída, é pequena. Para o dispositivo experimental em rotação de 3600 rpm, têm-se valor de potência consumida pelo sistema de ventilação externo da ordem de 1,0 kW e fluxo de massa de 0,5 kg/s. Assumindo que toda a potência seja convertida em energia térmica, e adotando-se o valor de 1046 J/kg-K para o calor específico do ar, obtêm-se uma elevação de temperatura na saída do sistema de ventilação da ordem de 1,9 K. Mesmo admitindo-se que a conversão de energia mecânica em energia térmica será integral dentro do sistema de ventilação, fato que não é verdadeiro, a elevação de temperatura obtida é de pequena intensidade e de difícil quantificação. Essa constatação, associada ao fato dos trabalhos relacionados a circuitos térmicos para máquinas elétricas girantes, normalmente utilizarem motores de baixa potência, pode ajudar a explicar o motivo pelo qual, na maioria desses trabalhos, a conversão de energia mecânica em energia térmica é negligenciada para o circuito de ventilação interno. Todavia, o impacto dessa parcela de energia térmica, torna-se mais significativo à medida que o tamanho da máquina é incrementado. A Figura 6.6 apresenta a separação de perdas de um motor elétrico de indução de baixa tensão e potência de 260 kW. Deve-se observar, nessa figura, que a parcela de perdas mecânicas foi decomposta em três: as parcelas de perdas de ventilação interna e externa correspondem à energia fornecida a cada um desses sistemas e a parcela de

perda por atrito engloba a energia fornecida para vencer o atrito nos mancais, nas vedações rotativas e da interação entre as interfaces rotativas com o ar. A determinação dessas parcelas de perdas foi realizada de acordo com a norma IEEE 112, item 5.5.4. Nessa figura também deve-se observar que a intensidade das perdas provenientes do sistema de ventilação interno superam as parcelas de perdas Joule individualmente, e sua intensidade é quase superior a intensidade da soma das parcelas de perdas Joule.

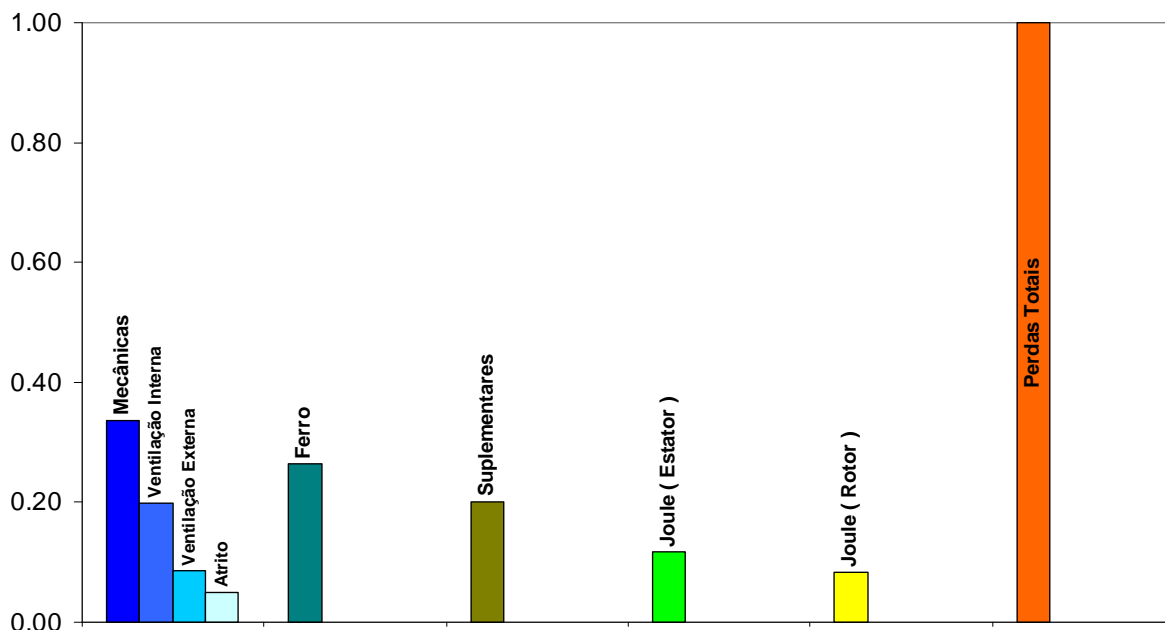


Figura 6.6 – Distribuição das parcelas de perdas em um motor de 260 kW.

O processo de separação e determinação da energia consumida pelo sistema de ventilação interno é de difícil obtenção, normalmente realizada através de um processo de separação de perdas que acaba sendo destrutivo, pois para sua determinação é necessário inicialmente ensaiar o motor com o sistema de ventilação interno e depois remover o mesmo. Contudo, o sistema de ventilação interno é consolidado ao anel de curto do rotor do motor elétrico de indução e sua remoção é possível apenas através de um processo de usinagem que inutiliza o rotor. Deve-se ressaltar que a remoção do sistema de ventilação interno impacta diretamente sobre o comportamento térmico do motor, reduzindo significativamente o coeficiente de convecção na região da cabeça de bobina (Luke, 1923).

Por fim, deve-se mencionar que a determinação precisa da energia consumida pelo sistema de ventilação é inviável no dia a dia para máquinas que possuem o sistema de ventilação interno consolidado ao anel de curto. Por outro lado, e conforme demonstrado, sua consideração em circuitos térmicos é fundamental, especialmente para máquinas de potência elevada⁴. Por esse motivo, uma sugestão para o tratamento dessa parcela de perdas em

⁴ Entenda-se máquinas elétricas girantes com potência superior a 50 kW.

circuito térmico é realizar o método de determinação de perdas mecânicas para a configuração padrão da máquina elétrica girante por meio das recomendações contidas na IEEE 112, item 5.5.4. O valor obtido corresponde às perdas mecânicas totais, posteriormente remove-se o sistema de ventilação externo e repete-se a determinação das parcelas mecânicas. As perdas obtidas nesse último ensaio englobam a energia fornecida ao sistema de ventilação interno, a energia fornecida para vencer o atrito dos mancais, vedações rotativas e da interação dos componentes girantes com o ar. A energia consumida pelo atrito nos mancais pode ser obtida junto aos fabricantes de mancais e subtraída da parcela de energia obtida no ensaio sem o sistema de ventilação externo. A energia resultante pode ser considerada no circuito térmico de forma similar ao tratamento realizado por Yoon e Ken Kauh (2005) (Figura 6.5), dividindo-se em parcelas iguais aplicadas aos volumes de geração de calor localizados no ar interno, na região dianteira e traseira do motor.

7 CONCLUSÕES

A contribuição do sistema de ventilação interno para o incremento do desempenho térmico das máquinas elétricas girantes é inegável. Ao longo dos anos, vários autores estudaram de forma experimental as características do escoamento do ar produzido pelo sistema de ventilação interno. Com o incremento da capacidade computacional, a ferramenta de Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluids Dynamics - CFD*) ganhou força e tornou-se um recurso importante para o estudo do escoamento do ar associado às máquinas elétricas girantes. Essa ferramenta abre uma série de perspectivas quando aplicada ao projeto térmico dessas máquinas, pois permite, não apenas caracterizar um escoamento, mas obter dados fundamentais para compreensão e a resolução de problemas associados, direta ou indiretamente, ao escoamento do ar nessas máquinas. Contudo, vinculado a essa ferramenta existe uma série de parâmetros, tais como, dimensões da malha, regime de solução do problema, funções de tratamento de parede e modelos de turbulência, dentre outros. O ajuste desses parâmetros está diretamente relacionado a obter a melhor predição do escoamento no menor tempo possível e conduzem ao questionamento: quais parâmetros são os mais adequados para a predição do escoamento associado a uma máquina elétrica girante? Esse trabalho fornece algumas respostas a esses questionamentos, por meio da metodologia desenvolvida para a análise do escoamento do ar na região da cabeça de bobina e, também, na região externa da carcaça. O desenvolvimento dessa metodologia foi amparado por um dispositivo experimental que permitiu caracterizar os campos de velocidade do ar na região da cabeça de bobina e, também, na região externa da carcaça, ambos de forma experimental. Posteriormente, os dados experimentais foram comparados aos numéricos, permitindo a validação dessa metodologia. A seguir ressaltam-se os principais tópicos que foram abordados ao longo desse trabalho.

O desenvolvimento do dispositivo experimental, caracterizado por algumas simplificações geométricas, permitiu a transposição do problema físico para o domínio numérico com o menor número possível de hipóteses de simplificação. Esse fator revelou-se crucial para o desenvolvimento deste trabalho, permitindo direcionar os esforços para o problema numérico, eliminando eventuais dúvidas relacionadas a aspectos geométricos.

O uso do anemômetro de fio quente, sem encapsulamento, conciliado ao sistema de posicionamento robótico, permitiu a caracterização do escoamento médio do ar na região externa da carcaça, especificamente na região compreendida entre as aletas, obtendo resultados consistentes. Em relação ao escoamento interno, também se obteve uma caracterização adequada do escoamento na região da cabeça de bobina. Em relação a elevada

diferença entre resultados numéricos e experimentais, especificamente para o ponto (AR-100-6), uma análise detalhada do escoamento do ar em torno do sensor de medição nessa posição e com base nos resultados numéricos, reforçou o fato dos recursos experimentais e numéricos serem ferramentas complementares.

Em relação ao sistema experimental de determinação de potência consumida deve-se mencionar que o desempenho obtido foi adequado, porém, o mesmo demonstrou ser suscetível à influência de fatores externos, tal como harmônicas na rede de alimentação. Todavia, essa dificuldade experimental conduziu à utilização de uma metodologia de análise de consistência dos dados por extrapolação, que permitiu avaliar a qualidade dos resultados obtidos.

A comparação dos dados experimentais aos numéricos produziu resultados considerados adequados, especialmente por todas as simulações utilizarem um modelo de turbulência *RANS*, especificamente o modelo *SST*. O modelo de turbulência *SST* e o tratamento de parede automático merecem destaque, pois a combinação desses mostrou-se extremamente robusta. Durante as simulações preliminares do escoamento externo, mesmo utilizando uma malha grosseira, o modelo *SST* forneceu resultados razoáveis, enquanto que a mesma malha com modelo de turbulência *k-ε* resultou em falha do *solver*, sem indícios prévios.

Embora seja uma contribuição adicional deste trabalho, a demonstração da conversão de energia mecânica em energia térmica consolida a importância da consideração do sistema de ventilação interno, em máquinas elétricas girantes totalmente fechadas, como uma fonte de energia térmica, devendo ser considerada na fase de dimensionamento térmico da máquina.

As contribuições do sistema de ventilação interno para o incremento da troca térmica em máquinas elétricas girantes e, simultaneamente, para a elevação de temperatura da mesma, estão intrinsecamente correlacionadas e representam uma fonte de motivação para dar continuidade a esse estudo, buscando a melhor relação entre o coeficiente de convecção e a geração de energia térmica por dissipação viscosa.

Dentre os resultados obtidos com esse trabalho, deve-se destacar o tratamento simultâneo das áreas numérica e experimental. Ao longo desse trabalho cada uma dessas áreas serviu de apoio para a outra, permitindo preencher as deficiências/dificuldades peculiares de cada uma. Juntas, as áreas experimental e numérica tornam-se uma poderosa ferramenta para auxiliar na fase de projetos e, também, resolução de problemas associado ao escoamento de ar em máquinas elétricas girantes.

7.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Algumas sugestões para possíveis trabalhos são:

- Avaliar experimentalmente o impacto da geometria real da cabeça de bobina sobre o escoamento interno do ar na região da cabeça de bobina.
- Desenvolver e validar uma metodologia numérica para a análise do escoamento do ar na região da cabeça de bobina de um motor de indução trifásico totalmente fechado que inclua a transferência de calor.
- Realizar a otimização do sistema de ventilação interno de um motor de indução trifásico totalmente fechado, incluindo a transferência de calor e considerando a variação do coeficiente de convecção ao longo da superfície externa da carcaça.
- Desenvolver uma metodologia experimental para obter o campo de velocidade do ar na região da cabeça de bobina, utilizando sistemas de anemometria por imagens de partículas (*Particle Image Velocimetry - PIV*) ou anemometria Doppler a laser (*Laser Doppler Velocimetry - LDV*), eliminando assim, eventuais influências do sistema de medição sobre o escoamento interno.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALGER, P. L.; **Induction Machines**. Second edition, Gordon and Breach Science Publishers, USA. First Edition 1965.

ALHO, A. T. P., ILHA, A. **Turbulência, Simulação numérica de Escoamentos Complexos**. V Escola de Primavera em Transição e Turbulência – 5ª EPTT, ABCM, Rio de Janeiro, 2006.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **2000 ASHRAE HVAC Systems and Equipment Handbook (SI)**. Atlanta, USA, 2000.

ANSYS CFX, **ANSYS CFX, Release 11.0 – Help Guides**. ANSYS Europe Ltd. 2007.

BOGLIETTI, A.; CAVAGNINO, A., **Experimental Approach to the End-Windings Cooling Effects in Induction Motors**. ICEM 2006.

CASTAGNINI, A., GARAVAGLIA, M., MORICONI, F., SECONDO, G., **Development of a very high speed and power synchronous PM motor**. ICEM 2002, Brugges, Belgium, August 25-28, 2002.

CEZÁRIO, C. A., VERARDI, M., BORGES, S.S., **Desenvolvimento de um Equipamento para Visualização do Escoamento de Fluxo de Ar**. Relatório Técnico N° 199/2004, Dep. de Pesquisa e Desenvolvimento do Produto –WMO, Jaraguá do Sul, 2004.

CEZÁRIO, C. A., VERARDI, M., **Dimensionamento de Malha para Camada Limite**. Procedimentos de Cálculo - Dep. de Pesquisa e Desenvolvimento do Produto – WMO, Jaraguá do Sul, 2006.

CFX-TASCFLOW, **Theory Documentation**, version 2.12, AEA Technology Engineering Software Ltd, Canada, 2002.

FRISCH, U., **Turbulence**. Cambridge University Press, United Kingdom, 1995.

H. K. VERSTEEG & W. MALALASEKERA, **An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method**. Longman Group, Malaysia, 1995.

THE INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONICS ENGINEERS, INC.,
112 IEEE Standard Test Procedure for Polyphase Induction Motors and Generators - 5.5.4. IEEE, New York, NY, 2004.

LAMPARD, D., PICKERING S.J., MUGGLESTONE, J., **The use of Computational Fluid Dynamics to Model the Air Flow in the Region of a TEFC Induction Motor**. The Institution of Electrical Engineers, Printed and Published by the IEE, Savoy Place, London UK, 1997.

LIU, ZHEJI, LEE HILL, D., **Issues Surrounding Multiple Frames of Reference Models for Turbo Compressor Applications**, Proceedings of the 15th International Compressor Engineering Conference at Purdue, 2000.

LUKE, GEORGE E., **The Cooling of Electric Machines**. Annual Convention of the A.I.E.E. Swampscott, Mass, June 26-29, 1923.

MALISKA, C. R., **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2a. edição, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 2004.

MENTER, F. R., **Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications**. AIAA Journal, vol. 32, n° 8, August 1994.

MICALLEF, C., PICKERING, S. J., SIMMONS, K., BRADLEY, K., **Improvements in Air Flow in the End Region of a Large Totally Enclosed Fan cooled Induction Motor**. IEEE, 2005.

MUGGLESTONE, J., LAMPARD, D., PICKERING, S. J., **Effects of End-Winding Porosity upon the Flow Field and Ventilation Losses in the End Region of TEFC Induction Machines**. IEE Proc, Electr. Power Appl, Vol. 145, N° 5, September 1998.

MUGGLESTONE, J., PICKERING, S. J., LAMPARD, D., **Effect of Geometric Changes on the Flow and Heat Transfer in the End Region of a TEFC Induction Motor.** Ninth International Conference on Electrical Machines and Drivers, Conference Publication n° 468, IEE, 1999b.

MUGGLESTONE, J.; PICKERING, S.J.; LAMPARD, D., **Prediction of the heat transfer from the end winding of a TEFC strip-wound induction motor.** IEEE, 1999a.

OSLEJSEK, O., **The Cooling of the Endwindings of Small Enclosed Electric Machines.** Elektrotech, Vol. 61, n°10, 1972.

PICKERING, S. J., LAMPARD, D. HAY, N., ROYLANCE, T. F., **Heat Transfer from the Stator End-Windings of a Low Voltage Concentric-Wound Induction Motor.** Electrical Machines and Drives, 11-13 September 1995, Conference Publications, n° 412, IEE, 1995.

POPE, S. B., **Turbulent Flows.** Cambridge University Press, United Kingdom, 2005.

RAI, M. M., **Navier-Stokes Simulations of Rotor/Stator Interaction Using Patched and Overlaid Grids.** AIAA, vol. 3, n° 5, September – October, 1987.

SCHICKER, R., WEGENER, G., **Measuring Torque Correctly.** HBM, 2002.

SCHLICHTING, H., GERSTEN, K., **Boundary Layer Theory.** 8th Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Germany, 2000.

SCHUBERT, E., **Wärmeübergangszahlen an Wickelköpfen und Lagerschilden geschlossener Asynchronmaschinen.** Elektrie, Heft 4, 1968.

SILVEIRA NETO, A., **Fundamentos de Turbulência nos Fluidos.** III Escola de Primavera em Transição e Turbulência, Florianópolis, SC, 23 a 27 de setembro de 2002.

TENNEKES, H., LUMLEY, J. L., **A First Course in Turbulence,** MIT Press Design Department, USA, 1972.

TSI, **Model 8455/8465/8475 - Air Velocity Transducer – Operation and Service Manual**, 1980239 - Revision D, TSI Incorporated, October 2002.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W., **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. Longman Group Ltd, Malaysia, 1995.

VIESER, W., ESCH, T., MENTER, F., **Heat Transfer Predictions using Advanced Two-Equation Turbulence Models**. CFX Validation Report: CFX-VAL10/0602, CFX, 2002.

WEG, **Manual de Bobinagem – Motores Elétricos de Indução**. Catálogo 541.14/09.2000, WEG, Jaraguá do Sul, 2000.

WHITE, F. M., **Viscous Fluid Flow**. McGraw-Hill, New York, 1991.

WOLFF, JOCA, **O Motor Elétrico: Uma História de Energia, Inteligência e Trabalho**. Editora UNERJ, Jaraguá do Sul, 2004.

YANG, WEN-JEI, **Handbook of Flow Visualization**. Second edition, Taylor & Francis, USA, 2000.

YOON, M. K., KEN KAUF, S., **Thermal Analysis of a Small, Totally Enclosed, Fan-Cooled Induction Motor**. Heat Transfer Engineering, Taylor & Francis Inc., 2005.

ANEXO

Mecanismo de Conversão da Energia Mecânica em Energia Térmica

O objetivo desta seção é ilustrar o mecanismo de conversão de energia mecânica em energia térmica por dissipação viscosa. Para ilustrar essa conversão será utilizado como exemplo o escoamento unidimensional de Poiseuille entre duas placas planas, que é um escoamento laminar, paralelo, em regime permanente, plenamente desenvolvido e movido por um gradiente de pressão. Tomando como ponto de partida a equação de Navier-Stokes para um escoamento unidimensional, apenas na direção x , de fluido incompressível, têm-se:

$$\rho \left(\underbrace{\frac{\partial u}{\partial t}}_{=0} + u \underbrace{\frac{\partial u}{\partial x}}_{=0} + v \underbrace{\frac{\partial u}{\partial x}}_{=0} \right) = \underbrace{\rho g_x}_{=0} - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\underbrace{\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}}_{=0} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right). \quad (1)$$

Eliminando os termos nulos, a equação de Navier-Stokes, na direção x , reduz-se à:

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}. \quad (2)$$

A fim de obter-se uma equação para a energia mecânica, multiplica-se a equação anterior por u , obtendo-se

$$0 = -u \frac{\partial p}{\partial x} + u \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}. \quad (3)$$

Como u varia apenas em função de y , a primeira parcela do lado direito pode ser reescrita como:

$$0 = -\frac{\partial}{\partial x}(pu) + \mu u \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}. \quad (4)$$

Adicionando-se ao primeiro termo do lado direito da equação a densidade do fluido (ρ) e expandindo o segundo termo, temos;

$$0 = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{pu\rho}{\rho} \right) + \mu u \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (5)$$

Para o tratamento do segundo termo do lado direito da equação, usa-se a identidade obtida da diferenciação de um produto:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right) = u \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (6)$$

Assim, o segundo termo do lado direito pode ser rearranjado para obter-se:

$$0 = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{pu\rho}{\rho} \right) + \mu \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (7)$$

Essa é a equação da conservação da energia mecânica no escoamento de Poiseuille. As parcelas de energia cinética e potencial não variam nesse escoamento. O primeiro termo do lado direito refere-se à potência de compressão líquida realizada sobre o fluido em escoamento, o segundo termo é a potência líquida relacionada às forças de cisalhamento e o terceiro termo, como será mostrado a seguir, é a dissipação de energia mecânica por efeitos viscosos.

A seguir, torna-se necessário recorrer à equação da energia total, que pode ser escrita como:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho h)}_{=0} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u h) + \underbrace{\frac{\partial}{\partial y}(\rho v h)}_{=0} = \kappa \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx} u) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yx} u) \quad (8)$$

Expandindo os termos do lado direito e simplificando a equação para o escoamento Poiseuille, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u h) = \kappa \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(2\mu \underbrace{\frac{\partial u}{\partial x}}_{=0} \right) u \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \underbrace{\frac{\partial v}{\partial x}}_{=0} \right) \mu u \right] \quad (9)$$

onde, a entalpia, h , é dada por:

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (10)$$

onde, e , corresponde a energia interna. Para um gás perfeito a energia interna pode ser expressa por

$$de = c_v dT . \quad (11)$$

Assumindo as considerações das Equações 10 e 11, a Equação 9 pode ser reescrita na seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u c_v T) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u \frac{p}{\rho}\right) = \kappa \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \mu u \right]. \quad (12)$$

Subtraindo a Equação 6 da Equação 12, obtêm-se a equação da energia térmica

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u c_v T) = \kappa \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2. \quad (13)$$

A Equação 13 expressa o balanço de energia térmica no escoamento. O primeiro termo do lado esquerdo é o fluxo de calor líquido por advecção na direção x . O primeiro termo do lado direito é o fluxo de calor líquido por condução de calor na direção x , o segundo termo é o fluxo de calor líquido por condução de calor na direção y e o terceiro termo é a conversão de energia mecânica em energia térmica por dissipação viscosa. Esse termo de geração de energia térmica sempre estará presente quando existe gradiente de velocidade no escoamento. Nesse exemplo simples (escoamento de Poiseuille) existe apenas gradiente de velocidade na direção y . Porém, em escoamentos tridimensionais haverá geração local de energia térmica por dissipação viscosa, como resultado do gradiente local do vetor velocidade. Esse cenário torna-se mais complexo um escoamento turbulento, uma vez que, a dissipação passa a ocorrer de forma tridimensional, transiente e relacionada a uma gama de escalas de comprimento.